

# DISEÑO, OPERACION Y MANTENIMIENTO DE CALDERAS Y RECIPIENTES A PRESION

Fecha	DURACION	Tema	Profesor
19 y 21	18 a 21 h c/día	La Termodinámica y los Principios que Rigen los Distintos Procedimientos en que Industrialmente se Transforma la Energía Térmica en Trabajo.  <ol style="list-style-type: none"> <li>1. Definiciones y leyes fundamentales</li> <li>2. Sistemas termodinámicos               <ol style="list-style-type: none"> <li>a) ciclo de Carnot</li> <li>b) ciclo de Rankine</li> <li>c) ciclo Joule (Brayton)</li> </ol> </li> </ol>	Ing. Lubán Martínez Hernández
23	18 a 21 h	Teoría Actual y Problemas de la Transferencia de Calor en Ebullición y Condensación  <ol style="list-style-type: none"> <li>1. El fenómeno de ebullición</li> <li>2. Flujo de calor</li> <li>3. Análisis dinámico del sistema</li> <li>4. Efecto de los gases no condensados</li> <li>5. Efecto de sobrecalentamiento</li> </ol>	M. en I. Alejandro F. Romero López
26	18 a 21 h	Diseño de Recipientes a Presión  <ol style="list-style-type: none"> <li>1. Tecnología computacional</li> </ol>	M. en I. Francisco Aguilar López de Nava
28 y 30	18 a 21 h c/día	Teoría Actual y Problemas de la Transferencia de Calor en Ebullición y Condensación	M. en I. Alejandro F. Romero López
agosto 2	18 a 21 h	Diseño de Recipientes a Presión  <ol style="list-style-type: none"> <li>2. Análisis y diseño</li> <li>3. Inestabilidad y pandeo</li> </ol>	Dr. Porfirio Ballesteros Baroc
4	18 a 21 h	<ol style="list-style-type: none"> <li>4. Respuesta dinámica</li> </ol>	M. en I. Jorge López Ríos
6	18 a 21 h	<ol style="list-style-type: none"> <li>5. Altas presiones y temperatura</li> </ol>	Ing. Raúl Mendoza Mata

DISEÑO , OPERACION Y MANTENIMIENTO DE CALDERAS Y RECIPIENTES A PRESION

Fecha	Duración	Tema	Profesor
Agosto 9	18 a 21 h	Diseño de Recipientes a Presión 6. Reglamento del ASME(parte relativa)	Ing. Adolfo Vera Assaf
" 11	18 a 21 h	Operación y Mantenimiento de Calderas y Recipientes a Presión 1. Análisis de fallas en calderas a) domos b) fluses c) sobrecalentadores d) cabezales	M. en C. José Ludlow L.
" 13	18 a 21 h	2. Pruebas no destructivas durante la construcción y su man_ a) radiografías b) metalografía no destructiva c) análisis químico por espectrometría, ultrasónico y partículas magnéticas.	M. en C. José Ludlow L.
" 16	18 a 21 h	Diseño de Recipientes a Presión 7. Materiales y fabricación	Ings. Austroberto Acosta Ignacio R. Domínguez López
" 18	18 a 21 h	Operación y Mantenimiento de Calderas y Recipientes a Presión 3. Normas de construcción, pruebas, arranque inicial y operación normal. 4. Límites de operación y control de parámetros en su fase crítica. Ajustes de campo	Ing. Jorge Raúl Vizcaino
" 20	18 a 21 h	5. Mantenimiento de equipos auxiliares a) Refractario b) superficies externas: sobrecalentadores economizadores condensadores secciones de radiación recalentadores	Ing. Jorge Raúl Vizcaino

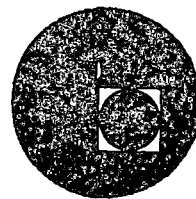
DISEÑO, OPERACION Y MANTENIMIENTO DE CALDERAS Y RECIPIENTES A PRESION

Fecha	Duración	Tema	Profesor
Agosto 20	18 a 21 h	<ul style="list-style-type: none"> <li>c) quemadores y cajas de aire</li> <li>d) controles automáticos</li> <li>e) sistemas de supervisión de flama</li> <li>f) precalentadores de aire</li> <li>g) ventiladores (tiro inducido, tiro forzado)</li> </ul>	Ing. Jorge Raúl Vizcaino
Agosto 23	18 a 21 h	<p>Operación y Mantenimiento de Calderas y Recipientes a Presión</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>6. Control químico de los sistemas de agua y combustible                             <ul style="list-style-type: none"> <li>a) tipos de tratamiento de agua                                     <ul style="list-style-type: none"> <li>aguas disponibles (municipales, pluviales, agua de mar, aguas negras, etc.)</li> <li>equipos usados para el tratamiento de aguas.</li> <li>controles durante la operación normal y durante las fallas del sistema de tratamiento de agua</li> </ul> </li> <li>b) tratamiento de combustibles contra la contaminación ambiental.                                     <ul style="list-style-type: none"> <li>procesos de combustión</li> </ul> </li> </ul> </li> </ul>	Ing. Evencio Gómez Gómez
Agosto 25	18 a 21 h	<ul style="list-style-type: none"> <li>7. Mantenimiento químico                             <ul style="list-style-type: none"> <li>a) limpieza química de las calderas</li> <li>b) sistemas de aguas de enfriamiento</li> </ul> </li> </ul>	Ing. Evencio Gómez Gómez
Agosto 27	18 a 21 h	<ul style="list-style-type: none"> <li>8. Corrosión y Protección Anticorrosiva                             <ul style="list-style-type: none"> <li>a) teoría de la corrosión</li> <li>b) métodos de control</li> <li>c) control de corrosión en plantas generadoras de vapor                                     <ul style="list-style-type: none"> <li>corrosión atmosférica.</li> <li>corrosión atmosférica y sumergidas. Interior de tanques y recipientes.</li> <li>control de corrosión en generadores de vapor y condensadores</li> <li>Inhibidores de corrosión, reductores de oxígeno y biocidas.</li> </ul> </li> </ul> </li> </ul>	<p>Ing. David J. Gilling Cabrera</p> <p>Ing. Felipe Guerrero</p>





centro de educación continua  
división de estudios superiores  
facultad de ingeniería, unam



**DISEÑO OPERACION Y MANTENIMIENTO DE CALDERAS  
Y RECIPIENTES A PRESION**

**ANALYSIS OF SHELLS OF REVOLUTION  
SUBJECTED TO SYMMETRICAL AND  
NONSYMMETRICAL LOADS'**

**M. EN I. FRANCISCO AGUILAR LOPEZ DE NAVA  
AGOSTO DE 1976.**

Handwritten text at the top of the page, possibly a title or header, which is mostly illegible due to fading and bleed-through.

○

○

Q

# Analysis of Shells of Revolution Subjected to Symmetrical and Nonsymmetrical Loads<sup>1</sup>

A. KALNINS

Assistant Professor  
of Engineering and Applied Science,  
Yale University,  
New Haven, Conn.  
Mem. ASME

16213/1315

The boundary-value problem of deformation of a rotationally symmetric shell is stated in terms of a new system of first-order ordinary differential equations which can be derived for any consistent linear bending theory of shells. The dependent variables contained in this system of equations are those quantities which appear in the natural boundary conditions on a rotationally symmetric edge of a shell of revolution. A numerical method of solution which combines the advantages of both the direct integration and the finite-difference approach is developed for the analysis of rotationally symmetric shells. This method eliminates the loss of accuracy encountered in the usual application of the direct integration approach to the analysis of shells. For the purpose of illustration, stresses and displacements of a pressurized torus are calculated and detailed numerical results are presented.

The shell of revolution is an important structural element, and the literature devoted to its analysis is extensive. With regard to axisymmetric deformation, various methods have been employed to obtain solutions of the bending theory of shells of revolution by means of the H. Reissner-Meissner equations. For example, Naghdi and DeSilva [1]<sup>2</sup> use asymptotic integration; Lohmann [2], Munz [3], Klingbeil [4], employ a direct numerical integration approach; Galletly, et al. [5] find the solu-

tion for an ellipsoidal shell of revolution by both the finite-difference and the Runge-Kutta method; and Penny [6], Radkowskii, et al. [7], and Sepetoski, et al. [8] utilize the finite-difference technique. A number of additional references which deal with the solution of the H. Reissner-Meissner equations can be found in the papers cited.

For problems of bending in the absence of axial symmetry, a reduction of the governing equations of arbitrary shells of revolution to a system of four second-order differential equations involving four unknowns has been carried out by Budiansky and Radkowski [9]. A method for obtaining the solution of these equations is given in [9] which is an extension of that employed in [7] and [8]. Furthermore, treatments of nonsymmetric deformation of shells of revolution are found in papers by Goldberg and Bogdanoff [10], where a system of first-order differential equations for conical shells is derived, and by Steele [11] and Schile [12], where solutions of certain types are considered by means of asymptotic integration.

Among the papers which employ numerical analysis, two dif-

<sup>1</sup> National Science Foundation Grant No. 23922, Report No. 3, July, 1963.

<sup>2</sup> Numbers in brackets designate References at end of paper.

Presented at the Summer Conference of the Applied Mechanics Division, Boulder, Colo., June 9-11, 1964, of THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS.

Discussion of this paper should be addressed to the Editorial Department, ASME, United Engineering Center, 315 East 47th Street, New York, N. Y. 10017, and will be accepted until October 10, 1964. Discussion received after the closing date will be returned. Manuscript received by ASME Applied Mechanics Division, July 31, 1963. Paper No. 64-APM-33.

## Nomenclature

$\phi, \theta, \xi$ = coordinates of a point of shell	ment of middle surface	$( )_{,x}$ = derivative with respect to any coordinate
$s$ = distance measured from an arbitrary origin along meridian in positive direction of $\phi$	$\beta_\phi, \beta_\theta$ = angle of rotation of normal	$m$ = order of system of equations
$t_\phi, t_\theta, n$ = unit vectors tangent to coordinate curves (see Fig. 1)	$p_\phi, p_\theta, p$ = components of mechanical surface loads	$M$ = number of segments
$R_\phi, R_\theta$ = principal radii of curvature of middle surface	$m_\phi, m_\theta$ = components of moment of surface loads	$r$ = independent variable, either $\phi$ or $s$
$r$ = distance of a point on middle surface from axis of symmetry	$T, T_\phi, T_\theta$ = temperature increment and temperature resultants	$r_i$ = end point of segment
$E$ = Young's modulus	$N_\phi, N_\theta, N_{\phi\theta}$ = membrane stress resultants	$y(x)$ = $(m, 1)$ matrix, fundamental variables
$\nu$ = Poisson's ratio	$M_\phi, M_\theta, M_{\phi\theta}$ = moment resultants	$A(x)$ = $(m, m)$ matrix, coefficients of differential equations
$h$ = thickness of shell	$Q_\phi, Q_\theta$ = transverse-shear resultants	$B(x)$ = $(m, 1)$ matrix, 2. homogeneous coefficients
$\alpha$ = coefficient of thermal expansion	$N, Q$ = effective-shear resultants	$V(x)$ = $(m, m)$ matrix, homogeneous solutions
$D = Eh^3/[12(1 - \nu^2)]$	$J = 1/R_\phi + \sin \phi/r$	$Z(x)$ = $(m, 1)$ matrix, 2. homogeneous solutions
$K = Eh/(1 - \nu^2)$	$U = 1/R_\theta + \nu \sin \phi/r$	$C$ = $(m, 1)$ matrix, arbitrary constants
$u_\phi, u_\theta, w$ = components of displacement of middle surface	$H = 1/R_\phi - \sin \phi/r$	$I$ = unit matrix
	$n$ = integer, designating $n$ th Fourier component	
	$\beta$ = length factor	

ferent methods of solution of the boundary-value problem of deformation of shells must be recognized, i.e., the direct integration [2-5] and the finite difference approach [5-9]. While the direct integration approach has certain important advantages, it also has a serious disadvantage; i.e., when the length of the shell is increased, a loss of accuracy invariably results. This phenomenon was clearly pointed out in [8]. The loss of accuracy does not result from accumulative errors in integration, but it is caused by the subtraction of almost equal numbers in the process of determination of the unknown boundary values. It follows that for every set of geometric and material parameters of the shell there is a critical length beyond which the solution loses all accuracy. The advantage of the finite-difference approach over direct integration is that it can avoid such a loss of accuracy. It is concluded from [8] that if the solution of the system of algebraic equations, which result from the finite-difference equations, is obtained by means of Gaussian elimination, then no loss of accuracy is experienced if the length of the shell is increased.

This paper is concerned with the general problem of deformation of thin, elastic shells of revolution, symmetrically or non-symmetrically loaded, and with the development of a numerical method of its solution, which employs the direct integration technique, but eliminates the loss of accuracy owing to the length of the shell. The method developed here is applicable to any two-point boundary-value problem which is governed within an interval by a system of  $m$  first-order linear ordinary differential equations together with  $m/2$  boundary conditions prescribed at each end of the interval. It is shown that the boundary-value problem of a rotationally symmetric shell can be stated in this form for any consistent linear bending theory of shells in terms of those quantities which appear in the natural boundary conditions on a rotationally symmetric edge.

The method of this paper offers definite advantages over the finite-difference approach. The main advantages are: (a) It can be applied conveniently to a large system of first-order differential equations, and (b) it permits an automatic selection of an optimum step size of integration at each step according to the desired accuracy of the solution. The first point means that the equations of the theory of shells of revolution, characterized in terms of first-order differential equations, can be integrated directly, and further reduction of the equations to a smaller number of unknowns is not necessary. The second point seems to be of great importance if a truly general method is desired which is expected to hold for arbitrary loads, shell configurations, thickness, and so on. With the finite-difference approach, a meaningful *a priori* estimate of the step size is often difficult, if not impossible, especially when rapid changes and discontinuities in the shell parameters are encountered. If a predictor-corrector direct integration approach is employed with the method of this paper, then the step size can be selected automatically at each step which ensures a prescribed accuracy of the solution and optimum efficiency in the calculation.

The method given in this paper can be divided into two parts: (a) Direct integration of  $m + 1$  initial value problems over pre-selected segments of the total interval, and (b) the use of Gaussian elimination for the solution of the resulting system of matrix equations. The first part of this method is a generalization of that which is employed over the whole interval in [2-5]. Here, however, the initial value problems are defined over segments of the total interval, the lengths of which are within the range of the applicability of the direct integration approach. After the initial value problems are integrated over these segments, continuity conditions on all variables are written at the endpoints of the segments, and they constitute a simultaneous system of linear matrix equations. This system of matrix equations is then solved directly by means of Gaussian elimination. The result is that the direct integration method is employed and at the same time there is no loss of accuracy because the lengths of the segments are selected in such a way that the solutions of the initial value problems are kept sufficiently small. A convenient parameter is

given from which the appropriate lengths of the segments can be estimated easily.

In the application of this method to the analysis of rotationally symmetric shells, the boundary-value problem is formulated in terms of first-order ordinary differential equations. For this purpose, starting with the equations of the linear classical bending theory of shells in which the thermal effects are included, a system of equations is derived in the form of eight partial differential equations involving eight unknowns in such a manner that the system of equations contains no derivatives of the material parameters, thickness, or principal radii of curvature. The absence of the derivatives in the coefficients of the differential equations permits the calculation of the coefficients at a point without regard to the values of the shell parameters at preceding or following points. Then, assuming separability with respect to the independent variables, the desired system of eight first-order ordinary differential equations is obtained which together with the boundary conditions on two edges of the shell constitute a two-point boundary-value problem. The derived system of equations is applicable to rotationally symmetric shells with arbitrary meridional variations (including discontinuities in Young's modulus, Poisson's ratio, radii of curvature, thickness, and coefficient of thermal expansion. While such a system of equations is derived in this paper only for one version of the classical theory of shells, it can be derived in the same way for other consistent linear bending theories of shells, including those which account for the dynamic effects, transverse shear deformation, nonhomogeneity, and anisotropy.

Finally, with the use of the method and the equations given in this paper, stresses and displacements are calculated in a thick-walled torus subjected to internal pressure. The solution shows that the meridional membrane stress is almost identical to that predicted by membrane theory, but that the bending stresses even for a relatively thin torus may not be negligible.

## Geometry and Basic Equations

The position of a point of a shell of revolution is given by the coordinates  $\theta, \phi, \xi$  measured along the triplet of unit vectors  $e_\theta, e_\phi, e_\xi$ , respectively, as shown in Fig. 1. The shape of the shell is determined by specifying the two principal radii of curvature  $R_\theta, R_\phi$  of the middle surface as functions of  $\phi$ . Instead of  $R_\theta, R_\phi$  it is convenient to use the distance  $r$  from a point on the middle surface to the  $z$ -axis; from Fig. 1 it follows that

$$r = R_\theta \sin \phi \quad (1)$$

If the generating curve of the middle surface is given by  $r = r(z)$ , then

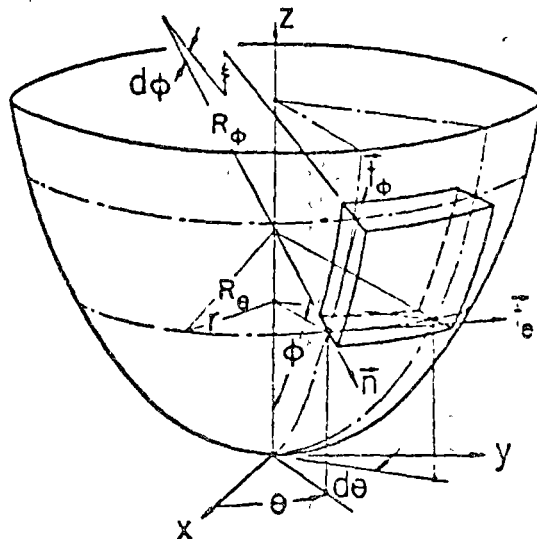


Fig. 1 Element of a shell of revolution



$$R_\phi = - \left[ 1 + \left( \frac{dr}{dz} \right)^2 \right]^{1/2} / \frac{d^2 r}{dz^2} \quad (2)$$

$$R_\theta = r \left[ 1 + \left( \frac{dr}{dz} \right)^2 \right]^{1/2}$$

The following analysis requires frequent differentiation of  $r$  (or  $R_\theta$ ) with respect to  $\phi$ , and it is convenient to express this derivative by the Codazzi relation

$$\frac{dr}{d\phi} = R_\phi \cos \phi \quad (3)$$

The displacement components of the middle surface of the shell and the rotations of the normal are defined by the expression of the displacement vector  $U$  of the form

$$U = (u_\phi + \int \beta_\phi) e_\phi + (u_\theta + \int \beta_\theta) e_\theta + w n \quad (4a)$$

The shell is subjected to the mechanical load vector  $p$ , which is measured as force per unit area of the middle surface and written as

$$p = p_\phi e_\phi + p_\theta e_\theta + p_n n \quad (4b)$$

and the moment vector  $m$ , which is measured as moment per unit area and given by

$$m = -m_\theta e_\phi + m_\phi e_\theta \quad (4c)$$

With reference to Fig. 1, equations (4) serve the purpose for establishing the positive directions of the components of the displacement and mechanical load vectors.

The temperature distribution in the shell caused by some thermal loads is accounted for in the usual manner by means of the integrated temperature effect of the form

$$T(\phi, \theta) = \frac{1}{h} \int_{-\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}} T(\phi, \theta, \zeta) d\zeta \quad (5a)$$

$$T_1(\phi, \theta) = \frac{12}{h^3} \int_{-\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}} \zeta T(\phi, \theta, \zeta) d\zeta \quad (5b)$$

The derivation of a new set of equations carried out in the next section is based on a linear classical theory of shells given by Reissner [13]. When referred to arbitrary shells of revolution, the governing system of equations of [13] can be written in the following form. Equations of equilibrium:

$$N_{\theta,\theta} + \frac{r}{R_\phi} N_{\phi\theta,\phi} + 2 \cos \phi N_{\theta\phi} + Q_\theta \sin \phi + r p_\theta = 0 \quad (6a)$$

$$N_{\phi\phi,\phi} + \frac{r}{R_\phi} N_{\phi\phi,\phi} + (N_\phi - N_\theta) \cos \phi + \frac{r}{R_\phi} Q_\phi + r p_\phi = 0 \quad (6b)$$

$$Q_{\theta,\theta} + \frac{r}{R_\phi} Q_{\phi\theta,\phi} + Q_\phi \cos \phi - N_\theta \sin \phi - \frac{r}{R_\phi} N_\phi + r p = 0 \quad (7)$$

$$M_{\theta,\theta} + \frac{r}{R_\phi} M_{\phi\theta,\phi} + 2 \cos \phi M_{\theta\phi} - r Q_\theta + r m_\theta = 0 \quad (8a)$$

$$M_{\phi\phi,\phi} + \frac{r}{R_\phi} M_{\phi\phi,\phi} + (M_\phi - M_\theta) \cos \phi - r Q_\phi + r m_\phi = 0 \quad (8b)$$

Stress-strain relations:

$$N_\theta = K(\epsilon_\theta + \nu \epsilon_\phi) - (1 + \nu) \alpha K T_\theta \quad (9a)$$

$$N_\phi = K(\epsilon_\phi + \nu \epsilon_\theta) - (1 + \nu) \alpha K T_\phi \quad (9b)$$

$$N_{\phi\theta} = N_{\theta\phi} = (1 - \nu) K \epsilon_{\phi\theta} \quad (9c)$$

$$M_\theta = D(\kappa_\theta + \nu \kappa_\phi) - (1 + \nu) \alpha D T_\theta \quad (10a)$$

$$M_\phi = D(\kappa_\phi + \nu \kappa_\theta) - (1 + \nu) \alpha D T_\phi \quad (10b)$$

$$M_{\theta\phi} = M_{\phi\theta} = (1 - \nu) D \kappa_{\theta\phi} \quad (10c)$$

Strain-displacement relations:

$$\epsilon_\theta = \frac{1}{r} (u_{\theta,\theta} + u_\phi \cos \phi + w \sin \phi) \quad (11a)$$

$$\epsilon_\phi = \frac{1}{R_\phi} (u_{\phi,\phi} + w) \quad (11b)$$

$$2\epsilon_{\theta\phi} = \frac{1}{r} (u_{\phi,\theta} - u_\theta \cos \phi) + \frac{1}{R_\phi} u_{\theta,\phi} \quad (11c)$$

$$\kappa_\theta = \frac{1}{r} (\beta_{\theta,\theta} + \beta_\phi \cos \phi) \quad (12a)$$

$$\kappa_\phi = \frac{1}{R_\phi} \beta_{\phi,\phi} \quad (12b)$$

$$2\kappa_{\theta\phi} = \frac{1}{r} (\beta_{\phi,\theta} - \beta_\theta \cos \phi) + \frac{1}{R_\phi} \beta_{\theta,\phi} \quad (12c)$$

$$\beta_\theta = -\frac{1}{r} w_{,\theta} + \frac{\sin \phi}{r} u_\theta \quad (13a)$$

$$\beta_\phi = -\frac{1}{R_\phi} w_{,\phi} + \frac{1}{R_\phi} u_\phi \quad (13b)$$

The positive directions of the stress resultants in the foregoing equations are the same as the corresponding stresses on the edge of the shell. The definitions of the stress resultants are found in [13].

The order of the system of equations (6)-(13) is eight with respect to  $\phi$ , and consequently it is possible to reduce (6)-(13) to eight first-order differential equations which involve eight unknowns. If the eight unknowns are those quantities which enter into the natural boundary conditions at the edge  $\phi = \text{const}$ , then the boundary-value problem of a rotationally symmetric shell can be completely stated in terms of these unknowns. For this reason, the eight differential equations, derived in the following sections, and the eight unknowns are called the fundamental set of equations and the fundamental variables, respectively.

### Derivation of Fundamental Set of Equations

According to the classical theory of shells, the quantities which appear in the natural boundary conditions on a rotationally symmetric edge of a shell of revolution include the effective shear resultants  $N$  and  $Q$  defined by

$$N = N_{\theta\phi} + \frac{\sin \phi}{r} M_{\theta\theta} \quad (14a)$$

$$Q = Q_\phi + \frac{1}{r} M_{\theta\phi} \quad (14b)$$

Thus, the fundamental variables, which are consistent with the theory of [13], are the four generalized displacements  $v$ ,  $v_\phi$ ,  $u_\theta$ ,  $z_\theta$ , and the four generalized forces  $Q$ ,  $N_\phi$ ,  $N$ , and  $M_\phi$ .

In the derivation of the fundamental equations, it is more convenient to employ the distance  $s$ , measured along the meridian of the shell, rather than the angular coordinate  $\phi$ . However, after the equations are derived, the problem can again be easily formulated in terms of  $\phi$  by means of the relation

$$\frac{1}{R_\phi} \frac{\partial}{\partial \phi} = \frac{\partial}{\partial s}$$

As a preliminary step, it is necessary to express  $N_\theta$ ,  $M_\theta$ ,  $M_{\theta\phi}$  in terms of the fundamental variables. From (9a) it follows that

$$N_\theta = \nu N_\phi + K \frac{1-\nu^2}{r} (w \sin \phi + u_{\theta,s} + u_\phi \cos \phi) - \alpha K(1-\nu^2) T_0 \quad (15)$$

and from (10a) that

$$M_\theta = \nu M_\phi + D \frac{1-\nu^2}{r} \left( -\frac{1}{r} w_{,\theta\theta} + \frac{\sin \phi}{r} u_{\theta,s} + \beta_\phi \cos \phi \right) - \alpha D(1-\nu^2) T_1 \quad (16)$$

Elimination of  $u_{\theta,s}$  and  $w_{,\theta\theta}$  from equation (12c) leads to an expression for  $M_{\theta\phi}$  in the form

$$M_{\theta\phi} = LD \frac{1-\nu}{2r} \left[ 2\beta_{\phi,s} + \frac{2 \cos \phi}{r} w_{,\theta} + H u_\theta \cos \phi - J u_{\phi,s} \right] + \frac{LD \sin \phi}{K} \frac{\partial}{\partial \theta} N \quad (17)$$

where

$$L = \frac{1}{1 + \frac{\sin^2 \phi}{r^2} \frac{D}{K}}$$

In the derivation of the four equations of the fundamental set which involve the derivatives of the stress resultants with respect to  $s$ , the use of (14) is essential. Elimination of  $Q_\theta$  from (6a) and (8a) by means of (14a) leads to

$$N_{,\theta} = H \frac{\cos \phi}{r} M_{\theta\phi} - \frac{2 \cos \phi}{r} N - \frac{1}{r} N_{\theta,s} - \frac{\sin \phi}{r^2} M_{\theta,s} - p_\theta - \frac{\sin \phi}{r} m_\theta \quad (18)$$

Similarly, elimination of  $Q_\theta$  from (7) and (8a) gives

$$Q_{,\theta} = -\frac{2 \cos \phi}{r^2} M_{\theta\phi,s} - \frac{\cos \phi}{r} Q + \frac{\sin \phi}{r} N_\theta + \frac{1}{R_\phi} N_\phi - \frac{1}{r^2} M_{\theta,\theta\theta} - p - \frac{1}{r} m_{\theta,s} \quad (19)$$

Solving (5b) from  $N_{\phi,s}$  there results

$$N_{\phi,s} = -\frac{1}{r} N_{,\theta} + \frac{1}{r} J M_{\theta\phi,s} + \frac{\cos \phi}{r} (N_\theta - N_\phi) - \frac{1}{R_\phi} Q - p_\phi \quad (20)$$

and it follows from (5b) that

$$M_{\phi,s} = -\frac{2}{r} M_{\theta\phi,s} + \frac{\cos \phi}{r} (M_\theta - M_\phi) + Q - m_\phi \quad (21)$$

Whenever necessary,  $N_{\theta\phi}$  and  $Q_\theta$  were eliminated with the use of (14).

The fundamental set of equations consists of (15)–(21), where  $N_\theta$ ,  $M_\theta$ ,  $M_{\theta\phi}$  can be replaced directly in terms of the fundamental variables by means of (15)–(17), and four additional equations involving the derivatives of  $w$ ,  $u_\theta$ ,  $u_\phi$ ,  $\beta_\phi$  with respect to  $s$ , which are obtained from (13b), (11c), (11b), (12b), respectively. Finally, the system of eight differential equations that governs the deformation of a shell of revolution can be expressed in terms of the eight fundamental variables and written as

$$w_{,\theta} = \frac{1}{R_\phi} u_\phi - \beta_\phi \quad (22)$$

$$u_{\phi,s} = -U w - \frac{\nu \cos \phi}{r} u_\phi - \frac{\nu}{r} u_{\theta,s} + \frac{1}{K} N_\phi + \alpha(1+\nu) T_0 \quad (22)$$

$$u_{\theta,s} = -\frac{LD \sin 2\phi}{Kr^2} w_{,\theta} - \frac{1}{r} \left( 1 - \frac{LDJ \sin \phi}{Kr} \right) u_{\phi,s} + \frac{\cos \phi}{r} \left( 1 - \frac{LDH \sin \phi}{Kr} \right) u_\theta - \frac{2LD \sin \phi}{Kr^2} \beta_{\phi,s} + \frac{2}{(1-\nu)K} \left( 1 - \frac{LD \sin^2 \phi}{Kr^2} \right) N \quad (22)$$

$$\beta_{\phi,s} = \frac{\nu}{r^2} w_{,\theta\theta} - \frac{\nu \sin \phi}{r^2} u_{\theta,s} - \frac{\nu \cos \phi}{r} \beta_\phi + \frac{1}{D} M_\phi + \alpha(1+\nu) T_1 \quad (22)$$

$$Q_{,\theta} = \frac{1-\nu}{r^2} \left[ D(1+\nu) \frac{\partial^4}{\partial \theta^4} - 2LD \cos^2 \phi \frac{\partial^2}{\partial \theta^2} + (1+\nu)Kr^2 \sin^2 \phi \right] w + (1-\nu) \frac{\cos \phi}{r^2} \left[ \frac{1}{r} LDJ \frac{\partial^2}{\partial \theta^2} + (1+\nu)K \sin \phi \right] u_\phi - \frac{1-\nu}{r^2} \left[ \frac{1}{r} LDH \cos^2 \phi - (1+\nu)K \sin \phi + D(1+\nu) \frac{\sin \phi}{r^2} \frac{\partial^2}{\partial \theta^2} \right] u_{\theta,s} - D(1-\nu) \frac{\cos \phi}{r^2} (1+\nu+2L)\beta_{\phi,\theta\theta} + UN_\phi - \frac{\nu}{r^2} M_{\theta,\theta\theta} - \frac{LD \sin 2\phi}{Kr^2} N_{,\theta} - \frac{\cos \phi}{r} Q - p - \frac{1}{r} m_{\theta,s} - \alpha(1-\nu^2) \frac{1}{r} \left( K \sin \phi T_0 - \frac{1}{r} DT_{1,\theta\theta} \right) \quad (22)$$

$$N_{\phi,s} = (1-\nu) \frac{\cos \phi}{r^2} \left[ \frac{1}{r} LDJ \frac{\partial^2}{\partial \theta^2} + (1+\nu)K \sin \phi \right] w + \frac{1-\nu}{r^2} \left[ (1+\nu)K \cos^2 \phi - \frac{1}{2} LDJ^2 \frac{\partial^2}{\partial \theta^2} \right] u_\phi + (1-\nu) \frac{\cos \phi}{r^2} \left[ \frac{1}{2} LDJH + (1+\nu)K \right] u_{\theta,s} + JLD \frac{1-\nu}{r^2} \beta_{\phi,\theta\theta} - \frac{1}{R_\phi} Q - (1-\nu) \frac{\cos \phi}{r} N_\phi - \frac{1}{r} \left( 1 - \frac{LDJ \sin \phi}{Kr} \right) N_\theta - p_\phi - \alpha(1-\nu^2)K \frac{\cos \phi}{r} T_0 \quad (22)$$

$$N_{,\theta} = \frac{1-\nu}{r^2} \left[ HLD \frac{\cos^2 \phi}{r} - (1+\nu)K \sin \phi + (1+\nu)D \frac{\sin \phi}{r^2} \frac{\partial^2}{\partial \theta^2} \right] w - (1-\nu) \frac{\cos \phi}{r^2} \left[ \frac{1}{2} LDJH + (1+\nu)K \right] u_{\theta,s} + \frac{1-\nu}{r^2} \left[ \frac{1}{2} LDH^2 \cos^2 \phi - (1+\nu) \left( K + \frac{D \sin^2 \phi}{r^2} \right) \frac{\partial^2}{\partial \theta^2} \right] u_\phi - D(1-\nu) \frac{\cos \phi}{r^2} \left[ (1+\nu) \frac{\sin \phi}{r} - LH \right] \beta_{\phi,s} - \frac{\nu}{r} N_{\theta,s}$$

$$-\frac{\cos \phi}{r} \left( 2 - \frac{LDH \sin \phi}{Kr} \right) N - \frac{\nu \sin \phi}{r^2} M_{\phi, \theta} - p_{\theta} - \frac{\sin \phi}{r} m_{\theta} + \alpha(1 - \nu^2) \frac{1}{r} \left( KT_{0, \theta} + D \frac{\sin \phi}{r} T_{1, \theta} \right) \quad (22g)$$

$$M_{\phi, \theta} = -(1 - \nu)D \frac{\cos \phi}{r^2} (1 + \nu + 2L)w_{, \theta\theta} + LDJ \frac{1 - \nu}{r^2} u_{\phi, \theta\theta} + D(1 - \nu) \frac{\cos \phi}{r^2} \left[ (1 + \nu) \frac{\sin \phi}{r} - HL \right] u_{\theta, \theta} + D \frac{1 - \nu}{r^2} \left[ (1 + \nu) \cos^2 \phi - 2L \frac{\partial^2}{\partial \theta^2} \right] \beta_{\phi} + Q - \frac{2LD \sin \phi}{Kr^2} N_{, \theta} - (1 - \nu) \frac{\cos \phi}{r} M_{\phi} - m_{\theta} - \alpha(1 - \nu^2)D \frac{\cos \phi}{r} T_1 \quad (22h)$$

Equations (22), (14), and (15) to (17) determine all unknown variables except  $Q_{\theta}$  which can be found from (8a) and written in the form

$$Q_{\theta} = \frac{1}{r} M_{\theta, \theta} + M_{\theta\phi, \theta} + \frac{2 \cos \phi}{r} M_{\theta\phi} + m_{\theta} \quad (23)$$

By calculating  $M_{\theta\phi, \theta}$  from (17) and making use of (16), it is possible to express  $Q_{\theta}$  directly in terms of the fundamental variables. This expression is lengthy and contains derivatives with respect to  $s$  of the shell parameters. Since  $Q_{\theta}$  does not enter into any boundary conditions on the edge  $s = \text{const}$ , it is preferable to calculate  $Q_{\theta}$  as the last unknown directly from (23). The derivative of  $M_{\theta\phi}$  can be easily obtained by numerical differentiation.

The procedure for the derivation of an equivalent set of equations for other linear classical theories of isotropic shells is identical to that given before. For general anisotropic and/or non-homogeneous shells of revolution with rotationally symmetric properties, the fundamental set of equations is derived in the same way as (22) except that (9) and (10) must be replaced by the appropriate stress-strain relations given, for example, by Ambartsumyan [14]. Otherwise, the derivation is straightforward. For the improved theory of shells, such as the one given by Naghdi [15], in which the effects of transverse-shear deformation are accounted for, the following ten fundamental variables are required:  $w, u_{\phi}, u_{\theta}, \beta_{\phi}, \beta_{\theta}, Q_{\phi}, N_{\phi}, N_{\theta}, M_{\phi}, M_{\theta}$ . Since now  $Q_{\phi}$  and  $Q_{\theta}$  appear in (13), the elimination of  $Q_{\theta}$  from (6a), (7), (8a), is done by means of (13a). The required equations for the derivatives of the generalized forces are obtained directly from the five equations of equilibrium (6), (7), (8). The remaining five equations are derived by following a procedure similar to that of the foregoing.

### Fundamental Equations for Separable Solutions

For shells of revolution which consist of complete latitude circles, the surface loads are periodic with respect to  $\theta$  with a period of  $2\pi$ , and they can be assumed to be of the form

$$\{p_{\phi}, p, m_{\phi}\} = \{p_{\phi n}, p_n, m_{\phi n}\} \begin{Bmatrix} \cos n\theta \\ \sin n\theta \end{Bmatrix} \quad (24a)$$

$$\{T_0, T_1\} = \{T_{0n}, T_{1n}\} \begin{Bmatrix} \cos n\theta \\ \sin n\theta \end{Bmatrix} \quad (24b)$$

$$\{p_{\theta}, m_{\theta}\} = \{p_{\theta n}, m_{\theta n}\} \begin{Bmatrix} \sin n\theta \\ \cos n\theta \end{Bmatrix} \quad (24c)$$

where the variables with subscripts  $n$  depend only on  $s$ , and each integral value of  $n$  in (24) can be regarded as one Fourier component in a general Fourier series expansion of arbitrary periodic surface loads.

Separable solutions of (22), corresponding to the value of  $n$  in (24), are then obtained in the form

$$\{w, u_{\phi}, \beta_{\phi}\} = \{w_n, u_{\phi n}, \beta_{\phi n}\} \begin{Bmatrix} \cos n\theta \\ \sin n\theta \end{Bmatrix} \quad (25a)$$

$$\{N_{\phi}, M_{\phi}, Q\} = \{N_{\phi n}, M_{\phi n}, Q_n\} \begin{Bmatrix} \cos n\theta \\ \sin n\theta \end{Bmatrix} \quad (25b)$$

$$\{u_{\theta}, N\} = \{u_{\theta n}, N_n\} \begin{Bmatrix} \sin n\theta \\ \cos n\theta \end{Bmatrix} \quad (25c)$$

The  $s$ -dependent coefficients with subscripts  $n$  on the right-hand side of (25) are governed by a system of equations which is obtained from (22) and, after using the assumption that the shell is thin,<sup>3</sup> can be written as

$$w_{n, s} = \frac{1}{R_{\phi}} u_{\phi n} - \beta_{\phi n} \quad (26a)$$

$$u_{\phi n, s} = -Uw_n - \frac{\nu \cos \phi}{r} u_{\phi n} \mp \frac{\nu n}{r} u_{\theta n} + \frac{1}{K} N_{\phi n} + \alpha(1 + \nu)T_{0n} \quad (26b)$$

$$u_{\theta n, s} = \pm \frac{D \sin 2\phi}{Kr^2} w_n \pm \frac{n}{r} u_{\phi n} + \frac{\cos \phi}{r} u_{\theta n} \pm \frac{2Dn \sin \phi}{Kr^2} \beta_{\phi n} + \frac{2}{(1 - \nu)K} N \quad (26c)$$

$$\beta_{\phi n, s} = -\frac{\nu n^2}{r^2} w_n \mp \frac{\nu n \sin \phi}{r^2} u_{\theta n} - \frac{\nu \cos \phi}{r} \beta_{\phi n} + \frac{1}{D} M_{\phi n} + \alpha(1 + \nu)T_{1n} \quad (26d)$$

$$Q_{n, s} = \frac{1 - \nu}{r^2} [(1 + \nu)n^4 D + 2n^2 D \cos^2 \phi + (1 + \nu)Kr^2 \sin^2 \phi] w_n + (1 - \nu) \frac{\cos \phi}{r^2} \left[ (1 + \nu)K \sin \phi - \frac{n^2}{r} DJ \right] u_{\phi n} \pm \frac{(1 - \nu)n}{r^2} \left[ (1 + \nu)D \frac{n^2}{r^2} \sin \phi + (1 + \nu)K \sin \phi \right] u_{\theta n} + n^2(1 - \nu)(3 + \nu)D \frac{\cos \phi}{r^2} \beta_{\phi n} - \frac{\cos \phi}{r} Q_n + UN_{\phi n} \mp \frac{nD \sin 2\phi}{Kr^2} N_n + \frac{\nu n^2}{r^2} M_{\phi n} - p_n \mp \frac{n}{r} m_{\theta n} - \alpha(1 - \nu^2) \frac{1}{r} \left( K \sin \phi T_{0n} + D \frac{n^2}{r} T_{1n} \right) \quad (26e)$$

$$N_{\phi n, s} = (1 - \nu) \frac{\cos \phi}{r^2} \left[ (1 + \nu)K \sin \phi - \frac{n^2}{r} JD \right] w_n + \frac{1 - \nu}{r^2} \left[ (1 + \nu)K \cos^2 \phi + \frac{n^2}{2} DJ^2 \right] u_{\phi n} \pm \frac{(1 - \nu^2)nK \cos \phi}{r^2} u_{\theta n} - \frac{n^2(1 - \nu)}{r^2} DJ\beta_{\phi n} - \frac{1}{R_{\phi}} Q_n - (1 - \nu) \frac{\cos \phi}{r} N_{\phi n} \mp \frac{n}{r} N_n$$

<sup>3</sup> In the derivation of the system of equations (6)-(13) the assumption is made that the shell is sufficiently thin, so that  $1 + h^2/12R^2 = 1$ , where  $R$  denotes the minimum principal radius of curvature. This same approximation is used to obtain the following equations from (22).

$$-p_{\phi n} - \alpha(1 - \nu^2)K \frac{\cos \phi}{r} T_{0n} \quad (26f)$$

$$\begin{aligned} N_{n,s} = & \pm \frac{n(1 - \nu)}{r^2} \left[ (1 + \nu)D \frac{n^2}{r^2} \sin \phi + (1 + \nu)K \sin \phi \right] w_n \\ & \pm \frac{(1 - \nu^2)nK \cos \phi}{r^2} u_{\phi n} + \frac{n^2(1 - \nu^2)K}{r^2} u_{\theta n} \\ & \pm nD \frac{1 - \nu}{r^2} \cos \phi \left[ (1 + \nu) \frac{\sin \phi}{r} - H \right] \beta_{\phi n} \\ & \pm n \frac{\nu}{r} N_{\phi n} - \frac{2 \cos \phi}{r} N_n \\ & \pm \frac{\nu n \sin \phi}{r^2} M_{\phi n} - p_{\theta n} - \frac{\sin \phi}{r} m_{\theta n} \\ & \mp \alpha(1 - \nu^2) \frac{1}{r} \left( KT_{0n} + D \frac{\sin \phi}{r} T_{1n} \right) \quad (26g) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{\phi n,s} = & n^2(1 - \nu)(3 + \nu)D \frac{\cos \phi}{r^2} w_n - n^2 \frac{1 - \nu}{r^2} JD u_{\phi n} \\ & \pm nD \frac{1 - \nu}{r^2} \cos \phi \left[ (1 + \nu) \frac{\sin \phi}{r} - H \right] u_{\theta n} \\ & + D \frac{1 - \nu}{r^2} \left[ (1 + \nu) \cos^2 \phi + 2n^2 \beta_{\phi n} + Q \mp \frac{2nD \sin \phi}{Kr^2} N_n \right. \\ & \left. - (1 - \nu) \frac{\cos \phi}{r} M_{\phi n} - m_{\phi n} - \alpha(1 - \nu^2)D \frac{\cos \phi}{r} T_{1n} \right] \quad (26h) \end{aligned}$$

The double signs in (26) correspond to the top or bottom trigonometric function employed in (24) and (25).

The quantities which are not included in the fundamental variables can be expressed by means of separation of variables by

$$\{N_{\theta}, M_{\theta}, Q_{\theta}\} = \{N_{\theta n}, M_{\theta n}, Q_{\theta n}\} \begin{Bmatrix} \cos n\theta \\ \sin n\theta \end{Bmatrix} \quad (27a)$$

$$\{N_{\phi}, M_{\phi}, Q_{\phi}\} = \{N_{\phi n}, M_{\phi n}, Q_{\phi n}\} \begin{Bmatrix} \sin n\theta \\ \cos n\theta \end{Bmatrix} \quad (27b)$$

where the  $s$ -dependent coefficients with subscripts  $n$  must satisfy a set of equations obtained from equations (14)–(17) and (23) in the form

$$\begin{aligned} N_{\theta n} = & \nu N_{\phi n} + (1 - \nu^2) \frac{K}{r^2} (w_n \sin \phi + u_{\phi n} \cos \phi \pm nu_{\theta n}) \\ & - \alpha(1 - \nu^2)KT_{0n} \quad (28a) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{\theta n} = & \nu M_{\phi n} + (1 - \nu^2) \frac{D}{r} \left( \frac{n^2}{r} w_n + \beta_{\phi n} \cos \phi \right. \\ & \left. \pm n \frac{\sin \phi}{r} u_{\theta n} \right) - \alpha(1 - \nu^2)DT_{1n} \quad (28b) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{\phi n,s} = & D \frac{1 - \nu}{2r} \left( \mp \frac{2n \cos \phi}{r} w_n \pm nJ u_{\phi n} \right. \\ & \left. + H \cos \phi u_{\theta n} \mp 2n\beta_{\phi n} \right) + \frac{D \sin \phi}{K} N_n \quad (28c) \end{aligned}$$

$$Q_{\theta n} = \mp \frac{n}{r} M_{\theta n} + M_{\phi n,s} + \frac{2 \cos \phi}{r} M_{\phi n} + m_{\theta n} \quad (28d)$$

$$N_{\phi n} = N_n - \frac{\sin \phi}{r} M_{\phi n} \quad (28e)$$

$$Q_{\phi n} = Q_n \mp \frac{n}{r} M_{\phi n} \quad (28f)$$

The double signs again correspond to the top or bottom trigonometric function employed in (24), (25), and (27).

The remainder of this paper is concerned with the solution of the system of equations (26), subject to the boundary conditions on two edges  $s = \text{const}$ . It should be noted that after the expansion of the loads in Fourier series the solution to (26) is obtained for each integral value of  $n$  separately, and then the solutions are superimposed to form a Fourier series expansion for the unknown variables.

## Reduction to Initial Value Problems

This section is concerned with the reduction of a two-point boundary-value problem governed by

$$\frac{dy(x)}{dx} = A(x)y(x) + B(x) \quad (29a)$$

to a series of initial-value problems. In (29a),  $y(x)$  is an  $(m, 1)$  matrix which represents  $m$  unknown functions;  $x$  is the independent variable;  $A(x)$  denotes the  $(m, m)$  coefficient matrix; and  $B(x)$  is the  $(m, 1)$  matrix of the nonhomogeneous terms. The elements of  $A(x)$  and  $B(x)$  are given piecewise continuous functions of  $x$ . The object is to determine  $y(x)$  in the interval  $a \leq x \leq b$  subject to  $m$  boundary conditions stated in terms of linear combinations of  $y(a)$  and  $y(b)$  in the form

$$F_a y(a) + F_b y(b) = G \quad (29b)$$

where  $F_a, F_b$  are  $(m, m)$  matrices and  $G$  is an  $(m, 1)$  matrix, which are known from the statement of the boundary conditions of the problem. It should be clear that the governing system of equations (26) derived in the preceding section is stated in the form of (29a), and that the appropriate boundary conditions for a shell of revolution can be expressed in the form of (29b).

Let the complete solution of (29a) be written as

$$y(x) = Y(x)C + Z(x) \quad (30)$$

where the  $(m, 1)$  matrix  $C$  represents  $m$  arbitrary constants, and  $Y(x)$  is an  $(m, m)$  and  $Z(x)$  an  $(m, 1)$  matrix which are defined as the homogeneous and particular solutions of (29a) in the form

$$\frac{dY(x)}{dx} = A(x)Y(x) \quad (31a)$$

$$\frac{dZ(x)}{dx} = A(x)Z(x) + B(x) \quad (31b)$$

The initial conditions for determining  $Y(x)$  and  $Z(x)$  are

$$Y(a) = I \quad (32a)$$

$$Z(a) = 0 \quad (32b)$$

where  $I$  is the unit matrix.

Evaluation of (30) at  $x = a$  leads at once, in view of (32a, b), to  $C = y(a)$ , and then (30) at  $x = b$  can be written as

$$y(b) = Y(b)y(a) + Z(b) \quad (33)$$

Together with (29b), equation (33) constitutes a system of  $2m$  linear algebraic equations from which the  $2m$  unknowns,  $y(a)$  and  $y(b)$ , are determined. Once  $y(a)$  is known, the solution at any value of  $x$  is obtained from (30) provided that the values of  $Y(x)$  and  $Z(x)$  at that particular  $x$  are stored. This completes the reduction of a two-point boundary-value problem defined by (29) to  $m + 1$  initial-value problems given by (31, 32).

As stated in the introduction, the solution for shells obtained by means of this procedure suffers a complete loss of accuracy at some critical length of the interval. The reason for this phenomenon can be seen clearly from (33). When the initial-value problems defined by (31, 32) are solved with the use of the equa-

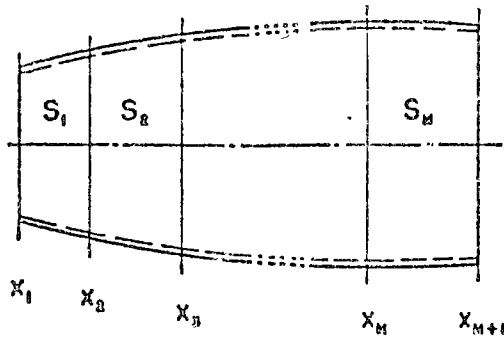


Fig. 2 Notation for division of total interval into segments

tions (26) for shells of revolution, it is observed that the elements of  $Y(x)$  and  $Z(x)$  increase in magnitude in such a way that if the length is increased by any factor  $n$ , then these solutions increase in magnitude approximately exponentially with  $n$ .

Consider, for example, the axisymmetric case when the deformation in the shell is caused by some prescribed edge conditions at  $x = a$ , say, by  $M_\phi(a) = 1$  and  $N_\phi(a) = Q(a) = 0$ . It is reasonable to expect that the corresponding solutions at  $x = b$  become smaller and smaller when the interval  $(a, b)$  is increased in length. The connection between  $y(b)$  and  $y(a)$  is given by the matrix equation (33) with the following magnitudes of the elements:  $y(b)$ -small,  $Y(b)$ -large,  $y(a)$ -unity. Clearly, the only way that the matrix product of (33) can give small values of  $y(b)$  is that a number of significant digits of the large values of  $Y(b)$  subtract out. When the length of the interval is increased,  $Y(b)$  increase, while  $y(b)$  decrease, and invariably all accuracy is lost at some critical length because all significant digits of  $Y(b)$  in (33) are lost. This simple example serves as an illustration for the loss of accuracy encountered in the analysis of shells if the foregoing reduction technique is employed.

A convenient length factor, defined by

$$\beta = l[3(1 - \nu^2)]^{1/2} / (Rh)^{1/2} \quad (34)$$

where  $l$  is the length of the meridian of the shell and  $R$  is a minimum radius of curvature, can be used for an approximate estimate of the critical length of the shell. If the solutions  $Y(x)$  and  $Z(x)$  are obtained with a six-digit accuracy, then the foregoing procedure gives good results in the range  $\beta \leq 3 - 5$ .

However, the loss of accuracy of the solution can be avoided and shells of revolution with much larger values of  $\beta$  can be analyzed by means of the direct integration technique if the multisegment method given in the next section is employed.

### Multisegment Method of Integration

Let the shell be divided into  $M$ -segments (denoted by  $S_i$ , where  $i = 1, 2, \dots, M$ ) of arbitrary length in each of which  $\beta \leq 3$ . Denote the coordinates of the ends of the segments by  $x = x_i$ , where the left-hand edge of the shell is at  $x = x_1$  and the right-hand edge is at  $x = x_{M+1}$ , as shown in Fig. 2. In analogy to (30), the solution in the total interval  $x_1 \leq x \leq x_{M+1}$  now can be written as

$$y(x) = Y_i(x)y(x_i) + Z_i(x) \quad (35)$$

where  $Y_i(x)$  and  $Z_i(x)$  denote the matrices corresponding to  $Y(x)$  and  $Z(x)$  in each segment  $S_i$ ,  $x_i \leq x \leq x_{i+1}$  and are given by

$$\frac{dY_i(x)}{dx} = A(x)Y_i(x) \quad (36a)$$

$$Y_i(x_i) = I \quad (36b)$$

$$\frac{dZ_i(x)}{dx} = A(x)Z_i(x) + B(x) \quad (36c)$$

$$Z_i(x_i) = 0 \quad (36d)$$

Requiring continuity of all elements of  $y(x)$  at the points  $x_i$ ,  $i = 2, 3, \dots, M + 1$ , the following  $M$ -matrix equations are obtained from (35):

$$y(x_{i+1}) = Y_i(x_{i+1})y(x_i) + Z_i(x_{i+1}) \quad (37)$$

where  $i = 1, 2, \dots, M$ . Equations (37) involve  $M + 1$  unknown  $(m, 1)$  matrices:  $y(x_i)$ ,  $i = 1, 2, \dots, M + 1$ . However, if the quantities prescribed at the edges of the shell are the fundamental variables, then the total number of unknowns is reduced by  $m$ , because  $m/2$  elements of  $y(x_1)$  and  $m/2$  elements of  $y(x_{M+1})$  are known. The same is true if the boundary conditions are stated in terms of linear combinations of the fundamental variables in the form of (29b). In this case,  $y(x_1)$  and  $y(x_{M+1})$  should be premultiplied by nonsingular  $(m, m)$  transformation matrices  $F_1$  and  $F_{M+1}$ , respectively, so that the elements of the products contain the quantities prescribed at each edge. After eliminating  $y(x_1)$  and  $y(x_{M+1})$  from (37) by means of these products, it is concluded that (37) will retain its form if, after integration and before substitution into (37),  $Y_i(x_i)$  is postmultiplied by  $F_1^{-1}$  while  $Y_M(x_{M+1})$  and  $Z_M(x_{M+1})$  are premultiplied by  $F_{M+1}$ . In the following, it will be regarded that this transformation is carried out and that  $y(x_1)$  and  $y(x_{M+1})$  contain among their elements those quantities which are prescribed at  $x = x_1$  and  $x = x_{M+1}$ , respectively.

Thus for all boundary conditions in the form of (29b), the system of  $M$  matrix equations (37) involves exactly  $M$  times  $m$  unknowns, and formally it can be solved by any method which is applicable to a large number of equations. However, the success of the procedure given in this paper lies in the application of Gaussian elimination directly on the matrix equations (37).

First a rearrangement of elements is performed. Since those  $m/2$  elements of  $y(x_1)$  and  $y(x_{M+1})$  which are known through the boundary conditions can be any  $m/2$  of the  $m$ -elements, it is necessary to rearrange the rows of  $y(x_1)$  and  $y(x_{M+1})$  so that the known elements are separated from the unknown elements. It is assumed here that the first  $m/2$  elements of  $y(x_1)$ , denoted by  $y_1(x_1)$ , are known and that the last  $m/2$  elements, denoted by  $y_2(x_1)$ , are unknown. On the other hand,  $y_1(x_{M+1})$  are the unknown and  $y_2(x_{M+1})$  are the known elements of  $y(x_{M+1})$ . Since the order of the variables in the column matrix  $y(x)$  is arbitrary, it should be emphasized that this separation of elements does not involve any restriction on the boundary conditions, and that any natural boundary condition in the form of (29b) can be prescribed at each edge. The separation is achieved by a simple rearrangement of the columns of  $Y_i(x_i)$  and the rows of  $Y_M(x_{M+1})$  and  $Z_M(x_{M+1})$  after integrating the initial-value problems defined by (36) to the ends of the segments  $S_1$  and  $S_M$  and multiplying by  $F_1^{-1}$  and  $F_{M+1}$  as stated in the foregoing.

Once it is established which parts of  $y(x_1)$  and  $y(x_{M+1})$  are known, the continuity conditions (37) are rewritten as a partitioned matrix product of the form

$$\begin{bmatrix} y_1(x_{i+1}) \\ y_2(x_{i+1}) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Y_{11}^i(x_{i+1}) & Y_{12}^i(x_{i+1}) \\ Y_{21}^i(x_{i+1}) & Y_{22}^i(x_{i+1}) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} y_1(x_i) \\ y_2(x_i) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} Z_{11}^i(x_{i+1}) \\ Z_{21}^i(x_{i+1}) \end{bmatrix} \quad (38)$$

so that each of the equations (37) turns into a pair of equations, given by

$$\begin{aligned} Y_{11}^i(x_{i+1})y_1(x_i) + Y_{12}^i(x_{i+1})y_2(x_i) - y_1(x_{i+1}) &= -Z_{11}^i(x_{i+1}) \\ Y_{21}^i(x_{i+1})y_1(x_i) + Y_{22}^i(x_{i+1})y_2(x_i) - y_2(x_{i+1}) &= -Z_{21}^i(x_{i+1}) \end{aligned} \quad (39)$$

The result is a simultaneous system of  $2M$  linear matrix equations, in which the known coefficients  $Y_{ij}^i(x_{i+1})$  and  $Z_{ij}^i(x_{i+1})$  are  $(m/2, m/2)$  and  $(m/2, 1)$  matrices, respectively, and the unknowns  $y_i(x_i)$  are  $(m/2, 1)$  matrices. Since  $y_1(x_1)$  and  $y_2(x_{M+1})$  are known, there are exactly  $2M$  unknowns:  $y_1(x_i)$ , with  $i = 2, 3, \dots, M + 1$ , and  $y_2(x_i)$ , with  $i = 1, 2, \dots, M$ .

By means of Gaussian elimination, the system of equations (39) is first brought to the form

$$\begin{bmatrix} E_1 & -I & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & C_1 & -I & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & E_2 & -I & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & C_2 & -I & 0 \\ \hline 0 & 0 & 0 & 0 & E_M & -I \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & C_M \end{bmatrix} \begin{bmatrix} y_1(x_1) \\ y_1(x_2) \\ y_2(x_2) \\ y_1(x_M) \\ y_2(x_M) \\ y_1(x_{M+1}) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_1 \\ B_1 \\ A_2 \\ B_2 \\ A_M \\ B_M \end{bmatrix} \quad (40)$$

where the dots indicate the triangularized equations (39) with  $i = 3, 4, \dots, M-1$ . The  $(m/2, m/2)$  matrices  $E_i, C_i$  are defined by

$$E_i = Y_i^2 \quad (41a)$$

$$C_i = Y_i^2 E_{i-1}^{-1} \quad (41b)$$

and for  $i = 2, 3, \dots, M$

$$E_i = Y_i^2 + Y_i^2 C_{i-1}^{-1} \quad (41c)$$

$$C_i = (Y_i^2 + Y_i^2 C_{i-1}^{-1}) E_{i-1}^{-1} \quad (41d)$$

The  $(m/2, 1)$  matrices  $A_i, B_i$  are given by

$$A_i = -Z_i^1 - Y_i^1 y_1(x_i) \quad (42a)$$

$$B_i = -Z_i^2 - Y_i^2 y_1(x_i) - Y_i^2 E_{i-1}^{-1} A_i \quad (42b)$$

and for  $i = 2, 3, \dots, M-1$

$$A_i = -Z_i^1 - Y_i^1 C_{i-1}^{-1} B_{i-1} \quad (42c)$$

$$B_i = -Z_i^2 - Y_i^2 C_{i-1}^{-1} B_{i-1} - (Y_i^2 + Y_i^2 C_{i-1}^{-1}) E_{i-1}^{-1} A_i \quad (42d)$$

Finally, for the  $M$ th segment

$$A_M = -Z_M^1 - Y_M^1 C_{M-1}^{-1} B_{M-1} \quad (42e)$$

$$B_M = y_1(x_{M+1}) - Z_M^2 - Y_M^2 C_{M-1}^{-1} B_{M-1} - (Y_M^2 + Y_M^2 C_{M-1}^{-1}) E_{M-1}^{-1} A_M \quad (42f)$$

For brevity, in place of  $Y_i^j(x_{i+1})$  and  $Z_i^j(x_{i+1})$ , the symbols  $Y_i^j$  and  $Z_i^j$  have been used.

By means of (41) and (42), the unknowns of (39) are obtained by

$$y_1(x_{M+1}) = C_M^{-1} B_M \quad (43a)$$

$$y_2(x_M) = E_M^{-1} [y_1(x_{M+1}) + A_M] \quad (43b)$$

and for  $i = 1, 2, \dots, M-1$

$$y_2(x_{M-i+1}) = C_{M-i}^{-1} [y_2(x_{M-i+1}) + B_{M-i}] \quad (43c)$$

$$y_1(x_{M-i+1}) = E_{M-i}^{-1} [y_2(x_{M-i+1}) + A_{M-i}] \quad (43d)$$

It should be noted that (41)-(43) must be evaluated in succession, because each equation involves the result obtained by the preceding equation.

Once all the unknowns  $y(x_i)$  are found, the fundamental variables are determined from (35) at any value of  $x$  at which the solutions  $Y_i(x)$  and  $Z_i(x)$  are stored during the integration of the initial-value problems of (36). The integration of (36) can be accomplished by means of any of the standard direct integration methods.

On the basis of the system of equations (26) given in an earlier section and the method of solution developed in the last two sections, the author has prepared a computer program<sup>1</sup> which has been applied to many shell configurations having large values of  $\beta$  and successfully tested against known results. One example of a pressurized torus with  $\beta = 57$  is presented in the next section.

The program admits arbitrary meridional variations, including discontinuities, in all shell parameters. It also admits ring loads in the form of prescribed values of  $N_\phi, M_\phi, V_\phi$ , or  $Q$  at any value of

$\phi$  on the shell. Such loads introduce discontinuities in the solution for the corresponding stress resultants, and they can be represented at every  $x_i$  by an  $(m, 1)$  discontinuity matrix which is simply added to the matrix  $Z_i(x_{i+1})$  on the right-hand side of (37). This feature is of great value if shell joints are considered. Any discontinuity, either in geometry or in loads, is easily handled by requiring that the end point of a segment coincides with the location of the discontinuity. Since integration is restarted at the beginning of each segment, the precise effect of the discontinuity is obtained. The program outputs all fundamental variables at a number of desired points within each segment, and it also computes the values of  $y(x_i)$  twice; once from (43) and then from (35). If a certain number of significant figures of these values match, then the continuity conditions are known to be satisfied to the same number of figures. In this way, a convenient error estimate of the solution is obtained for every case.

### Example: Pressurized Torus

In this section the stresses and displacements are determined in a complete torus subjected to a constant internal pressure. It is well known that the solution of this problem, when obtained by means of the linear membrane theory of shells, has a discontinuity in the displacement field. It has been shown by Jordan [16] and by Sanders and Liepins [17] that a satisfactory solution with regard to the displacement field for a sufficiently thin shell can be obtained if the nonlinear membrane theory of shells is employed. Subsequently, Reissner [18] established bounds on certain parameters which show when the nonlinear membrane and when the linear bending theory is applicable. It seems worthwhile to give here the solution for a pressurized torus as predicted by the linear bending theory.

The geometry of the torus is shown in Fig. 3. With regard to the quantities employed in equations (26), the two necessary parameters for a torus are given as

$$R_\phi = b \quad (44a)$$

$$r = a + b \sin \phi \quad (44b)$$

Because of symmetry with respect to the plane  $XX$ , Fig. 3, the

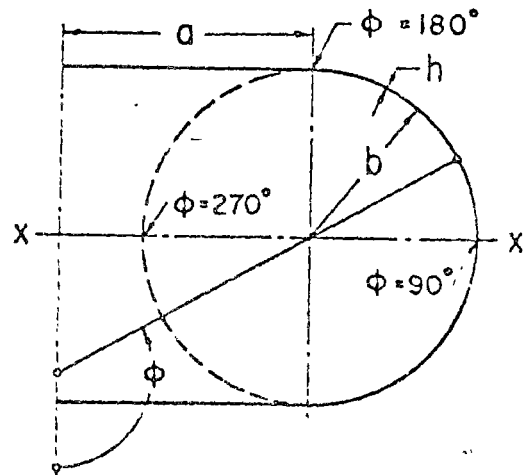


Fig. 3 Geometry of torus considered in example

<sup>1</sup> The program was written and all calculations were carried out by the author on the IBM 709 computer at the Yale Computer Center. The direct integration of (36) is performed by means of the Adams predictor-corrector method, which selects an optimum step size at every step according to a prescribed accuracy.

Table 1 Stresses and displacements of a pressurized torus;  $pb/Eh = 0.002$ ,  $a/b = 1.5$ ,  $\nu = 0.3$

$h/b$	$c_{\phi_0}/E \times 10^3$	$(\sigma_{\phi\phi}/E) \times 10^4$			$(w/l) \times 10^3$		
		0.95	0.02	0.005	0.05	0.02	0.005
90	1.601	-0.063	-0.031	-0.016	1.249	1.284	1.298
108	1.613	-0.188	-0.093	-0.049	1.261	1.515	1.328
126	1.650	-0.886	-0.123	-0.030	1.359	1.393	1.427
144	1.720	-1.915	-0.908	-0.020	1.786	1.597	1.625
162	1.832	-0.835	-1.378	-0.910	2.820	2.580	2.159
171	1.906	1.002	0.168	-0.605	3.467	3.493	3.297
180	1.990	3.089	2.277	1.482	3.994	4.331	4.515
184.5	2.042	3.890	3.035	1.908	4.150	4.576	5.248
189	2.104	4.270	3.119	1.520	4.208	4.637	5.151
193.5	2.175	4.178	2.580	0.530	4.156	4.509	4.693
198	2.254	3.010	1.589	-0.274	3.998	4.221	4.162
216	2.642	-0.587	-0.957	-0.079	2.652	2.527	2.481
234	3.168	-1.245	-0.291	-0.066	1.273	1.269	1.269
252	3.730	-0.717	-0.344	-0.077	0.416	0.417	0.414
270	3.897	-0.824	-0.331	-0.081	0.103	0.101	0.100

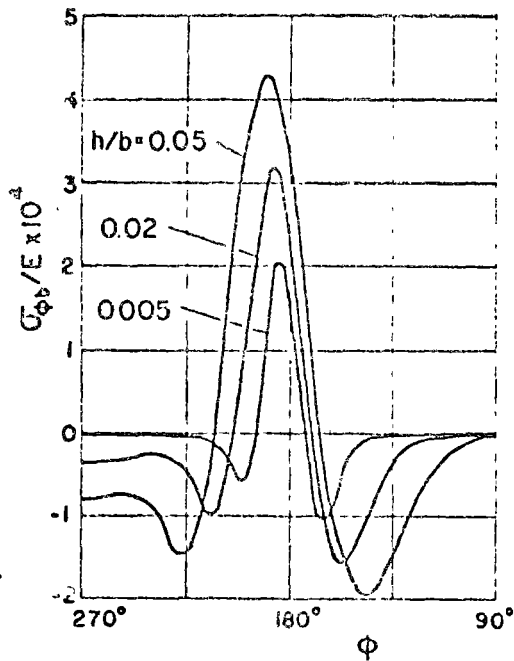


Fig. 4 Meridional bending stress  $\sigma_{\phi\phi}$  at outer fiber versus meridional coordinate  $\phi$

integration of the initial-value problems is carried out from  $\phi = 90^\circ$  to  $\phi = 270^\circ$ , and the boundary conditions at these endpoints are  $u_\phi = \beta_\phi = Q = 0$ . For the purpose of comparison with the results of [16] and [17], the load parameter is chosen as  $pb/Eh = 0.002$  and  $a/b = 1.5$ .

The numerical values of the normal displacement, meridional membrane stress  $\sigma_{\phi m} = N_\phi/h$ , and meridional bending stress  $\sigma_{\phi\phi} = 6M_\phi/h^2$  at  $\zeta = h/2$  for a pressurized torus are shown in Table 1 and in Figs. 4 and 5. These results were taken from the output of the computer program prepared for an arbitrary shell of revolution after prescribing the geometric parameters as given by (41). The meridional membrane stress distribution agrees very well with that obtained in [17] by means of the membrane theory of shells and it shows only a small variation with  $h/b$ . The deformed shapes of the cross section of the torus shown in Fig. 5 for three values of  $h/b$  are in qualitative agreement with those given in [16] and [17], but their quantitative agreement cannot be expected because the values of  $h/b$  used in this example are outside the range where the bending effects are negligible. This is confirmed by the examination of the bending stresses shown in Fig. 4. The maximum value of  $\sigma_{\phi\phi}$  occurs at  $\phi = 189^\circ$  for  $h/b = 0.05$  and at  $\phi = 184.5^\circ$  for  $h/b = 0.005$ , which are also the points of maximum normal displacement and curvature as seen in Fig. 5. The comparison of the membrane and the maximum bending stress at various values of  $h/b$  is shown in Table 2.

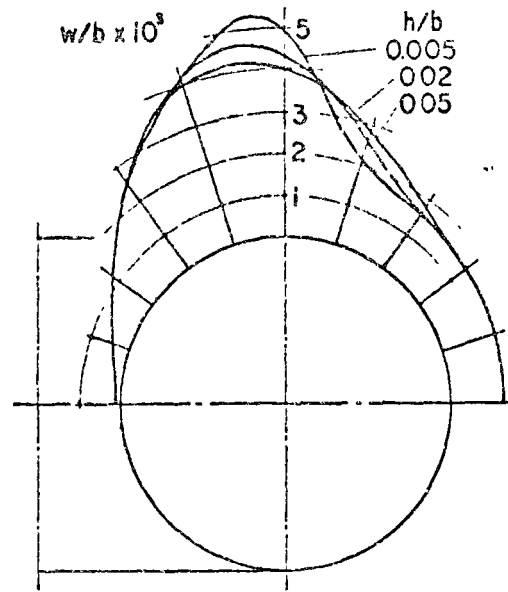


Fig. 5 Normal displacement  $w$  versus  $\phi$  showing deformed section

Table 2 Maximum meridional bending stress and meridional membrane stress at  $\phi = \phi_0$

$h/b$	0.05	0.02	0.005
$\phi_0$	189°	189°	184.5°
$(\sigma_{\phi m}/E) \times 10^3$	2.053	2.082	2.042
$(\sigma_{\phi\phi}/E) \times 10^4$	0.427	0.312	0.197
100 $(\sigma_{\phi\phi}/\sigma_{\phi m})$	20.8	15.0	9.6

It is of significance to note that even for the thickness  $h/b = 0.005$ , which for many applications would be regarded as small, the maximum bending stress is about 10 percent of the membrane stress at the same point. Such effects of bending in a torus were previously noted by Clark [19], and they are in agreement with the statement made by Goldenveizer [20] that when the middle surface touches a closed-plane curve, which in a torus corresponds to  $\phi = 180^\circ$ , then in the vicinity of this contact bending stresses should be expected and the membrane theory is not applicable.

The boundary layer shown in Fig. 4 is also in agreement with the conclusions reached in [18] to the effect that when  $\mu$  is given by

$$\mu = [12(1 - \nu^2)]^{1/2}(b/a)(b/h)$$

$$\rho = 12(1 - \nu^2)(p/E)(b/h)^2$$

are large compared to unity, then a boundary layer in the neighborhood of  $\phi = 180^\circ$  should be anticipated. For the present example,  $\mu$  ranges from 41 to 410 and  $\rho$  from 9 to 874. However, since  $p$  is the only load parameter of the problem, the solutions shown in Figs. 4 and 5 are proportional to  $p$ , and the boundary layer remains unaffected if  $p$  alone is varied. Of course, for very large values of  $p$  the deformation of the torus may exceed the limits of a linear theory which according to [19] restrict  $\rho$  to the range  $\rho \ll \mu^{1/2}$ .

### Acknowledgments

This research has been supported by the National Science Foundation Grant #23922. Many ideas leading to this paper originated from the consulting work performed by the author for the United Technology Center, Sunnyvale, California. The author wishes to thank the staff of the Applied Mechanics Department of UTC for many illuminating discussions concerning this subject.

### References

- 1 P. M. Naghdi and C. N. DeSilva, "Deformation of Elastic Ellipsoidal Shells of Revolution," *Proceedings of the Second U. S. National Congress of Applied Mechanics*, 1954, pp. 333-343.
- 2 W. Lohmann, "Beitrag zur Integration der Reissner-Meissner-schen Schalentgleichung für Behälter unter konstantem Innerdruck," *Ingenieur-Archiv*, vol. 6, 1935, pp. 335-346.
- 3 H. Münz, "Ein Integrationsverfahren für die Berechnung der Biegespannungen achsensymmetrischer Schalen unter achsensymmetrischer Belastung," *Ingenieur-Archiv*, vol. 19, 1951, pp. 103-117, 255-270.
- 4 E. Klingbeil, "Zur Theorie der Rotationsschalen vom Standpunkt numerischer Rechnungen," *Ingenieur-Archiv*, vol. 27, 1959, pp. 242-249.
- 5 G. D. Galletly, W. T. Kyner, and C. E. Moller, "Numerical Methods and the Bending of Ellipsoidal Shells," *Journal of the Society of Industrial and Applied Mathematics*, vol. 9, 1961, pp. 459-513.
- 6 R. K. Penny, "Symmetric Bending of the General Shell of Revolution by Finite Difference Method," *Journal of Mechanical Engineering Science*, vol. 3, 1961, pp. 369-377.
- 7 P. P. Radkowski, R. M. Davis, and M. R. Bolduc, "Numerical Analysis of Equations of Thin Shells of Revolution," *American Rocket Society Journal*, vol. 32, 1962, pp. 36-41.
- 8 W. K. Sepetoski, C. L. Pearson, I. W. Dingvell, and A. W. Adkins, "A Digital Computer Program for the General Axisymmetric Thin-Shell Problem," *Journal of Applied Mechanics*, vol. 29, TRANS. ASME, vol. 84, Series E, 1962, pp. 655-661.
- 9 B. Budiansky and P. P. Radkowski, "Numerical Analysis of Unsymmetrical Bending of Shells of Revolution," *AIAA Journal*, vol. 1, 1963, pp. 1833-1842.
- 10 J. E. Goldberg and J. L. Bogdanoff, "Static and Dynamic Analysis of Nonuniform Conical Shells under Symmetrical and Unsymmetrical Conditions," *Proceedings of the Sixth Symposium on Ballistic Missile and Aerospace Technology*, Academic Press, New York, N. Y., vol. 1, 1961, pp. 219-238.
- 11 C. R. Steele, "Shells of Revolution With Edge Loads of Rapid Circumferential Variation," *Journal of Applied Mechanics*, vol. 29, TRANS. ASME, vol. 84, Series E, 1962, pp. 701-707.
- 12 R. D. Schile, "Asymptotic Solution of Nonshallow Shells of Revolution Subjected to Nonsymmetric Loads," *Journal of the Aerospace Sciences*, vol. 29, 1962, pp. 1375-1379.
- 13 E. Reissner, "A New Derivation of the Equations for the Deformation of Elastic Shells," *American Journal of Mathematics*, vol. 63, 1941, pp. 177-184.
- 14 S. A. Ambartsumyan, "Theory of Anisotropic Shells" (in Russian), *Gosudarstvennoye Izdatel'stvo Fiziko-Matematicheskoi Literatury*, Moscow, USSR, 1961, p. 91.
- 15 P. M. Naghdi, "On the Theory of Thin Elastic Shells," *Quarterly of Applied Mathematics*, vol. 14, 1957, pp. 369-350.
- 16 P. F. Jordan, "Stresses and Deformations of the Thin-Walled Pressurized Torus," *Journal of the Aerospace Sciences*, vol. 29, 1962, pp. 213-225.
- 17 J. L. Sanders, Jr., and A. Liepins, "Toroidal Membrane Under Internal Pressure," *AIAA Journal*, vol. 1, 1963, pp. 2105-2110.
- 18 E. Reissner, "On Stresses and Deformations in Toroidal Shells of Circular Cross Section Which Are Acted Upon by Uniform Normal Pressure," *Quarterly of Applied Mathematics*, vol. 21, 1963, pp. 177-187.
- 19 R. A. Clark, "On the Theory of Thin Elastic Toroidal Shells," *Journal of Mathematics and Physics*, vol. 29, 1950, pp. 146-175.
- 20 A. L. Goldenveizer, *Theory of Elastic Thin Shells*, Pergamon Press, New York, N. Y., 1961, p. 480.



## SECTION II

### METHOD OF ANALYSIS

The finite element method and the general equations which govern the equilibrium of the system are given in the literature. However, for completeness and in order to define the various terms involved, the equations are rederived here.

#### A. SCOPE OF ANALYSIS

The SAAS III computer program performs a static stress analysis of three general two-dimensional structures: solids of revolution, solids in a state of plane strain, and solids in a state of plane stress. In each of these problems, three classes of material behavior can be modeled: orthotropic linear elasticity, orthotropic linear behavior with different elastic moduli in tension and compression, and orthotropic bilinear plasticity. In addition, the materials may be porous with internal pore fluid pressures and temperature dependent.

##### 1. Axial Symmetry

Symmetrically loaded bodies of revolution are solved by applying a triangular ring element idealization of the solid. The orthotropy of material properties is as general as possible within the assumption of axial symmetry. All mechanical loadings in the meridional plane can be handled in addition to body forces due to acceleration and rotation. Arbitrary axisymmetric temperature and pore pressure distributions are internally converted to thermal and pore fluid stresses which eventually become equivalent nodal point forces.

## 2. Plane Strain

The plane strain feature of the computer program can be invoked by the input of a single quantity. It is accomplished internally by applying a triangular plane element idealization of the solid. The total transverse strain is set to zero, and all equations are modified accordingly. All of the material and loading options are available as in the case of axial symmetry. Distributed loads in the form of pressures are converted internally to equivalent nodal point forces. Body forces due to an acceleration in the plane are admissible.

## 3. Plane Stress

The plane stress feature of the computer program can be invoked by inputting a single quantity just as in the case for plane strain. The only difference is that the transverse stress is set to zero to obtain the appropriate equations. All the program features are available in a way similar to plane strain.

## 4. Material Models - General Discussion

The following is a general description of the material models available in the computer program. Detailed discussions appear in Appendix B.

### a. Orthotropic Elasticity

There are only two restrictions to linear elastic material modeling: rotational symmetry in the axial symmetric mode of operation and orthogonality of material axes. The input quantities are in the form of Young's moduli and Poisson's ratios. These quantities are converted internally to stress-strain properties and put in matrix form. A detailed description of the model and definitions of input quantities are presented in Appendix B, Section B. 1.

b. Orthotropic Bilinear Plasticity

The computer program has provision for input of a bilinear form of Young's moduli. By application of an orthotropic form of the von Mises' yield criterion and through a recursive iteration procedure, a final solution is obtained wherein the stress and strain results are consistent with the appropriate secant modulus description of an effective stress-effective strain relationship. This is known as the deformational plasticity approach to this class of problems. As such, the user should be reminded that a specific history of loading cannot be accounted for. However, the procedure is well-founded and accurate for proportional loading problems of isotropic plasticity. A detailed description of the process is given in Appendix B, Section B.2. This feature of the computer program cannot be used simultaneously with the unequal properties option.

c. Unequal Properties in Tension and Compression

The computer program has provision for input of different orthotropic temperature-dependent material properties in tension and compression. By suitable definition of cross-compliance terms in the resulting stress-strain relation and through a recursive iteration procedure, a final solution is obtained wherein tension and compression properties are consistent with stress magnitudes and signs. A detailed description of the process is given in Appendix B, Section B.3. This feature of the computer program cannot be used simultaneously with the bilinear plasticity option.

d. Temperature Dependence and Thermal Stress

Material properties can be input as a multilinear function of temperature. During solution of a problem, each element temperature is used to obtain element material properties from the tabular input by linear interpolation. The coefficients of thermal expansion used to compute thermal stresses are also input as a multilinear function of temperature and can be input as either "coefficients of thermal expansion" or "free thermal strains."

Equations (32) and (33) are programmed directly, and the integrals in Eq. (32) are evaluated numerically in the computer program. Note that for plane problems, the result of integration is simply the element area. Thus, each term is multiplied by that quantity.

## 2. Material Description

For bodies with orthotropic material properties, the principal axes of which are not aligned with the body  $r$ - $z$  coordinates, stress-strain relations in the principal  $m$ - $n$  coordinates are

$$\begin{Bmatrix} \sigma_{mm} \\ \sigma_{nn} \\ \sigma_{\theta\theta} \\ \sigma_{mn} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} C'_{11} & C'_{12} & C'_{13} & 0 \\ C'_{12} & C'_{22} & C'_{23} & 0 \\ C'_{13} & C'_{23} & C'_{33} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & C'_{44} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \epsilon_{mm} \\ \epsilon_{nn} \\ \epsilon_{\theta\theta} \\ \epsilon_{mn} \end{Bmatrix} - \begin{Bmatrix} \tau_{mm} \\ \tau_{nn} \\ \tau_{\theta\theta} \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (34)$$

where

$$\begin{aligned} \tau_{mm} &= T (C'_{11} \alpha_m + C'_{12} \alpha_n + C'_{13} \alpha_\theta) \\ \tau_{nn} &= T (C'_{12} \alpha_m + C'_{22} \alpha_n + C'_{23} \alpha_\theta) \\ \tau_{\theta\theta} &= T (C'_{13} \alpha_m + C'_{23} \alpha_n + C'_{33} \alpha_\theta) \end{aligned} \quad (35)$$

and the  $m$ - $n$  coordinates are defined in terms of the  $r$ - $z$  coordinates in Figure 4.

71 23358 02

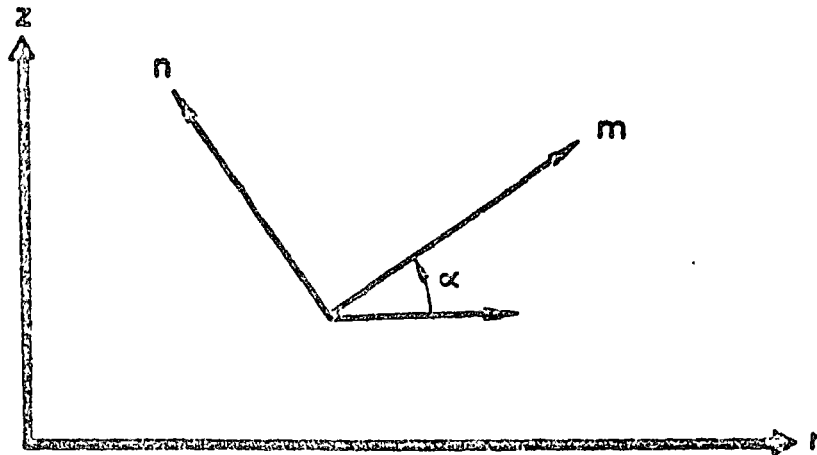


Figure 4. Definition of Principal Material Coordinates

Equation (34) can be abbreviated as

$$\left\{ \sigma \right\}_{mn} = [C]_{mn} \left\{ \epsilon \right\}_{mn} - \left\{ \tau \right\}_{mn} \quad (36)$$

where the subscripts refer to the coordinate system in which the quantities are expressed. The stresses in the local  $m$ - $n$  coordinates are transformed into the body  $r$ - $z$  coordinates by use of the transformation

$$\left\{ \sigma \right\}_{rz} = [t]^T \left\{ \sigma \right\}_{mn} \quad (37)$$

where  $[t]^T$  is the transpose of

$$[t] = \begin{bmatrix} \cos^2 \alpha & \sin^2 \alpha & 0 & \sin \alpha \cos \alpha \\ \sin^2 \alpha & \cos^2 \alpha & 0 & -\sin \alpha \cos \alpha \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ -2\sin \alpha \cos \alpha & 2\sin \alpha \cos \alpha & 0 & \cos^2 \alpha - \sin^2 \alpha \end{bmatrix} \quad (38)$$

The strains in the local  $m$ - $n$  coordinates are transformed into the body  $r$ - $z$  coordinates by use of the transformation

$$\left\{ \epsilon \right\}_{rz} = [t]^{-1} \left\{ \epsilon \right\}_{mn} \quad (39)$$

The inverse of Eq. (39) is

$$\left\{ \epsilon \right\}_{mn} = [t] \left\{ \epsilon \right\}_{rz} \quad (40)$$

Upon substitution of Eqs. (37) and (40) in Eq. (36), it is seen that

$$\left\{ \sigma \right\}_{rz} = [C]_{rz} \left\{ \epsilon \right\}_{rz} - \left\{ \tau \right\}_{rz} \quad (41)$$

where

$$[C]_{rz} = [t]^T [C]_{ns} [t] \quad (42)$$

$$\left\{ \tau \right\}_{rz} = [t]^T \left\{ \tau \right\}_{ns} \quad (43)$$

Equation (41) can be expanded to read

$$\begin{Bmatrix} \sigma_{rr} \\ \sigma_{zz} \\ \sigma_{\theta\theta} \\ \sigma_{rz} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & C_{13} & C_{14} \\ C_{12} & C_{22} & C_{23} & C_{24} \\ C_{13} & C_{23} & C_{33} & C_{34} \\ C_{14} & C_{24} & C_{34} & C_{44} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \epsilon_{rr} \\ \epsilon_{zz} \\ \epsilon_{\theta\theta} \\ \epsilon_{rz} \end{Bmatrix} - \begin{Bmatrix} \tau_1 \\ \tau_2 \\ \tau_3 \\ \tau_4 \end{Bmatrix} \quad (44)$$

where

$$\begin{aligned} \tau_1 &= T (C_{11} \alpha_r + C_{12} \alpha_z + C_{13} \alpha_\theta) \\ \tau_2 &= T (C_{12} \alpha_r + C_{22} \alpha_z + C_{23} \alpha_\theta) \\ \tau_3 &= T (C_{13} \alpha_r + C_{23} \alpha_z + C_{33} \alpha_\theta) \\ \tau_4 &= T (C_{14} \alpha_r + C_{24} \alpha_z + C_{34} \alpha_\theta) \end{aligned} \quad (45)$$

The coefficients of thermal expansions,  $\alpha_r$ ,  $\alpha_z$ , and  $\alpha_\theta$ , are in the r, z, and  $\theta$  directions, respectively, and T is the temperature change within the element.

For axial symmetry and plane strain, the stress-strain matrix  $[C]_{rz}$  and the thermal stress vector  $\{\tau\}_{rz}$  are used in the form shown. For plane stress, it is necessary to incorporate the condition  $\sigma_{\theta\theta} = 0$  in  $[C]_{rz}$  and  $\{\tau\}_{rz}$ . The third equation of Eq. (44) becomes

$$\epsilon_{\theta\theta} = -\frac{1}{C_{33}} [C_{13} \epsilon_{rr} + C_{23} \epsilon_{zz} + C_{34} \epsilon_{rz} - \tau_3] \quad (46)$$

With this definition of  $\epsilon_{\theta\theta}$ , Eq. (44) can be rewritten as

$$\begin{Bmatrix} \sigma_{rr} \\ \sigma_{zz} \\ 0 \\ \sigma_{rz} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \bar{C}_{11} & \bar{C}_{12} & 0 & \bar{C}_{14} \\ \bar{C}_{12} & \bar{C}_{22} & 0 & \bar{C}_{24} \\ C_{13} & C_{23} & C_{33} & C_{34} \\ \bar{C}_{14} & \bar{C}_{24} & 0 & \bar{C}_{44} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \epsilon_{rr} \\ \epsilon_{zz} \\ \epsilon_{\theta\theta} \\ \epsilon_{rz} \end{Bmatrix} - \begin{Bmatrix} \bar{\tau}_1 \\ \bar{\tau}_2 \\ \tau_3 \\ \bar{\tau}_4 \end{Bmatrix} \quad (47)$$

where the barred quantities are

$$\bar{C}_{11} = C_{11} - \frac{C_{13}^2}{C_{33}} \quad (48a)$$

$$\bar{C}_{12} = C_{12} - \frac{C_{23}C_{13}}{C_{33}} \quad (48b)$$

$$\bar{C}_{14} = C_{14} - \frac{C_{13}C_{34}}{C_{33}} \quad (48c)$$

$$\bar{C}_{22} = C_{22} - \frac{C_{23}^2}{C_{33}} \quad (48d)$$

$$\bar{C}_{24} = C_{24} - \frac{C_{23}C_{34}}{C_{33}} \quad (48e)$$

$$\bar{c}_{44} = c_{44} - \frac{c_{34}^2}{c_{33}} \quad (48f)$$

$$\bar{\tau}_1 = \tau_1 - \frac{c_{13}\tau_3}{c_{33}} \quad (49a)$$

$$\bar{\tau}_2 = \tau_2 - \frac{c_{23}\tau_3}{c_{33}} \quad (49b)$$

$$\bar{\tau}_4 = \tau_4 - \frac{c_{34}\tau_3}{c_{33}} \quad (49c)$$

The barred quantities are used in Eq. (33) for plane stress analyses and in setting up the thermal stress vector.

### 3. Thermal, Mechanical, and Pore Pressure Loads

The body force vector, Eq. (14), can be put in the following form by combining it with Eqs. (4), (5), (6), (22), and (29):

$$\{L\}_m = [h]_m^T \int_{vol} \left\{ [g]^T \{\tau\} + [e]^T \{F\} - [g]^T \{\sigma\} \right\} dV \quad (50)$$

where the vector, being integrated, can be written explicitly for axisymmetric problems as

$$\left\{ \begin{array}{l} F_r + \frac{1}{r}(\tau_3 - \sigma) \\ rF_r + \tau_1 + \tau_3 - 2\sigma \\ zF_r + \frac{z}{r}(\tau_3 - \sigma) + \tau_4 \\ F_z \\ rF_z + \tau_4 \\ zF_z + \tau_2 - \sigma \end{array} \right\} \quad (51)$$



The pore fluid stress is given by

$$\sigma = -fp \quad (52)$$

and  $f$  is the porosity and  $p$  is the pore pressure.

In the case of rotation of the body with angular frequency,  $\omega$ , the body force in the  $r$ -direction is

$$F_r = m\omega^2 r \quad (53)$$

and, for acceleration of the body in the  $z$ -direction,  $a_z$ , the body force in the  $z$ -direction is given by

$$F_z = -ma_z \quad (54)$$

where  $m$  is the mass density of the material.

For plane strain and plane stress problems, Eq. (51) becomes

$$\left\{ \begin{array}{l} F_r \\ rF_r + \tau_1 - \sigma \\ zF_r + \tau_4 \\ F_z \\ rF_z + \tau_4 \\ zF_z + \tau_2 - \sigma \end{array} \right\} \quad (55)$$

where  $F_r$  is now interpreted as a body force in the  $r$ -direction due to an acceleration in the  $r$ -direction.

$$F_r = -ma_r \quad (56)$$

Integrations of Eqs. (51) and (55) are performed numerically in the computer program. The vector  $\begin{Bmatrix} L \end{Bmatrix}$  is formed by standard matrix operations and is added to the load vector  $\begin{Bmatrix} Q \end{Bmatrix}$  as indicated in Eq. (17).

#### D. QUADRILATERAL ELEMENT

A typical quadrilateral element is composed of four triangular elements as illustrated in Figure 5. The ten equilibrium equations for the quadrilateral are developed by the application of Eqs. (31) and (50) and can be written in the following matrix form:

$$\begin{bmatrix} k_{aa} & | & k_{ab} \\ \hline k_{ba} & | & k_{bb} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_a \\ u_b \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} q_a \\ q_b \end{Bmatrix} \quad (57)$$

where  $u_a$  and  $q_a$  are associated with points 1 to 4 and  $u_b$  and  $q_b$  are associated with point 5. Equation (57) can be written as two matrix equations.

$$\begin{bmatrix} k_{aa} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_a \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_{ab} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_b \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} q_a \end{Bmatrix} \quad (58)$$

$$\begin{bmatrix} k_{ba} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_a \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_{bb} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_b \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} q_b \end{Bmatrix} \quad (59)$$

Equation (59) can be solved for the displacements  $u_b$ :

$$\begin{Bmatrix} u_b \end{Bmatrix} = -\begin{bmatrix} k_{bb} \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} k_{ba} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_a \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_{bb} \end{bmatrix}^{-1} \begin{Bmatrix} q_b \end{Bmatrix} \quad (60)$$

If Eq. (60) is substituted in Eq. (58), an expression is found which relates the forces at points 1 to 4 to the unknown displacements at points 1 to 4 and the known thermal loads.

$$\begin{Bmatrix} \bar{q}_a \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \bar{k}_{aa} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_a \end{Bmatrix} \quad (61)$$

where the quadrilateral stiffness matrix is

$$\begin{bmatrix} \bar{k}_{aa} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} k_{aa} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} k_{ab} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} k_{bb} \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} k_{ba} \end{bmatrix} \quad (62)$$

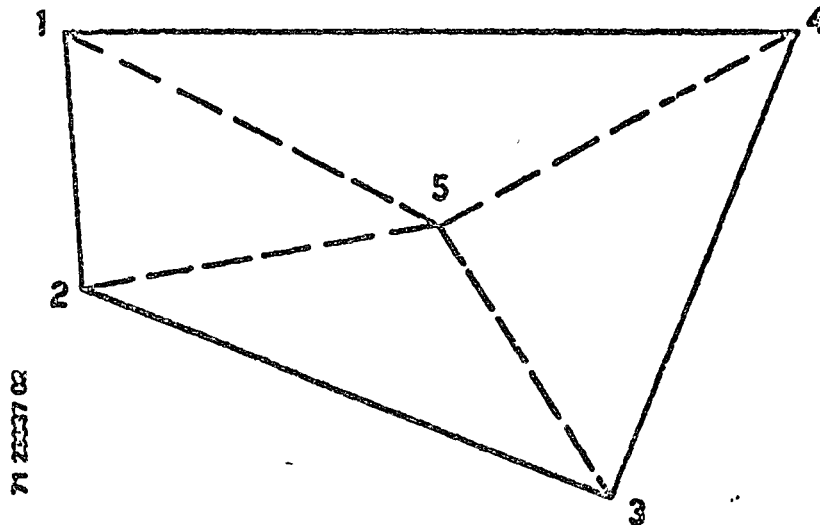


Figure 5. Quadrilateral Element

and the modified load matrix is

$$\left\{ \bar{q}_a \right\} = \left\{ q_a \right\} - \left[ k_{ab} \right] \left[ k_{bb} \right]^{-1} \left\{ q_b \right\} \quad (63)$$

The use of the quadrilateral as a separate element is desirable since the resulting set of equilibrium equations has fewer unknowns for a given number of triangular elements. In the computer program, the above procedure is applied to only 1 degree of freedom at a time for the center point. Therefore, the procedure first reduces  $[K]$  to a  $9 \times 9$  and then to an  $8 \times 8$  matrix. In this way, the inversion of  $[K_{bb}]$  is trivial.

#### E. BOUNDARY CONDITIONS

Equation (18) represents the relationship between all nodal point forces and all nodal point displacements. Mixed boundary conditions are considered by rewriting Eq. (18) in the following partitioned form:

$$\begin{Bmatrix} Q_a \\ -Q_b \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} K_{aa} & K_{ab} \\ K_{ba} & K_{bb} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_a \\ u_b \end{Bmatrix} \quad (64)$$

where

$$\begin{aligned} \begin{Bmatrix} Q_a \end{Bmatrix} &= \text{the specified nodal point forces,} \\ \begin{Bmatrix} Q_b \end{Bmatrix} &= \text{the unknown nodal point forces,} \\ \begin{Bmatrix} u_a \end{Bmatrix} &= \text{the unknown nodal point displacements, and} \\ \begin{Bmatrix} u_b \end{Bmatrix} &= \text{the specified nodal point displacements.} \end{aligned}$$

The first part of Eq. (64) can be written as a separate matrix equation,

$$\begin{Bmatrix} Q_a \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} K_{aa} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_a \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{ab} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_b \end{Bmatrix} \quad (65)$$

and then expressed in the following reduced form,

$$\begin{Bmatrix} Q^* \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} K_{aa} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_a \end{Bmatrix} \quad (66)$$

where the modified load vector is given by

$$\begin{Bmatrix} Q^* \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} Q_a \end{Bmatrix} - \begin{bmatrix} K_{ab} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_b \end{Bmatrix} \quad (67)$$

In the computer program, the above procedure is performed for 1 degree of freedom at a time by row and column manipulations. For displacement boundary conditions, the load vector is modified as in Eq. (67), and then the corresponding rows and columns are set to zero except for the diagonal terms which are given the value 1. Then, the corresponding terms in the load vector are given the value of the specified displacements. Force boundary conditions are implemented by simply modifying the load vector. Note that this procedure preserves the order of the original system; that is, specifying a displacement does not reduce the number of equations being solved.

e. Porous Media

The effect of internal pore fluid pressures in porous materials can be handled in the program by inputting a pore pressure field similar to the temperature field. All program options relating to the handling of temperature data are also available for pore pressure data. The theory of deformation of porous elastic solids by M. A. Biot is specialized for application herein. A detailed description of the approach taken is presented in Appendix B, Section B.4.

B. EQUILIBRIUM EQUATIONS AND FINITE ELEMENT DISCRETIZATION

Derivation of the matrix equations utilized in the finite element method of analysis is given in the following discussion. At each step it is shown how the pore pressures augment the relationships normally used for solid media analyses.

The potential energy of a porous elastic solid is given by

$$V = U - \int_{\text{vol}} w_i F_i dV - \int_{\text{area}} w_i P_i dA \quad (1)$$

where  $U$  is the total strain energy of the solid, or

$$U = \int_{\text{vol}} \left[ \int_0^{\epsilon_i} \bar{\sigma}_i d\epsilon_i \right] dV \quad (2)$$

$F_i$  is a body force,  $P_i$  is a surface traction,  $w_i$  is a displacement, and  $\bar{\sigma}_i$  is the total stress due to both the solid and the pore fluid. The meaning of  $\bar{\sigma}_i$  is more thoroughly explained in Section B.4 of Appendix B.

For a body composed of  $M$  elements, the potential energy can be written as

$$V = \sum_{m=1}^M \left[ U^m - \int_{\text{vol}} w_i^m F_i^m dV - \int_{\text{area}} w_i^m P_i^m dA \right] \quad (3)$$

For each element, assume a displacement field

$$\{w\}_m = [d]_m \{u\} \quad (4)$$

where  $\{u\}$  is the vector of nodal displacements and  $[d]_m$  is an undetermined matrix of coefficients. In transposed form,

$$\{w\}_m^T = \{u\}^T [d]_m^T \quad (5)$$

In addition, let the strains of an element  $\{\epsilon\}_m$  be given in terms of nodal point displacements, or

$$\{\epsilon\}_m = [a]_m \{u\} \quad (6)$$

and

$$\{\epsilon\}_m^T = \{u\}^T [a]_m^T \quad (7)$$

where  $[a]_m$  depends on the geometry of the problem and is undetermined at this point.

The thermoelastic stress-strain equation for a porous material is given in Appendix B, Section B.4, and is written for an element,  $m$ , as

$$\{\bar{\sigma}\}_m = [C]_m \{\epsilon\}_m - \{\tau\}_m + \{\sigma\}_m \quad (8)$$

where  $\{\tau\}$  are thermal stresses. They correspond to the state of stress due to the complete restraint of thermal expansion. The  $\{\sigma\}_m$  represents the pore stress in the element. Note that it is implicitly assumed that the pore pressure and thermal stress are constant throughout the element.

The strain energy of an element can now be formulated in terms of the element displacements as

$$\begin{aligned}
 U^m = & \frac{1}{2} \int_{\text{vol}} \{\epsilon\}_m^T [C]_m \{\epsilon\}_m dV - \int_{\text{vol}} \{\epsilon\}_m^T \{\tau\}_m dV \\
 & + \int_{\text{vol}} \{\epsilon\}_m^T \{\sigma\}_m dV
 \end{aligned}
 \tag{9}$$

The total potential energy of the system can be found by a summation of the element strain energies, body forces, and surface tractions as

$$\begin{aligned}
 V = & \sum_{m=1}^M \left[ \frac{1}{2} \int_{\text{vol}} \{\epsilon\}_m^T [C]_m \{\epsilon\}_m dV - \int_{\text{vol}} \{\epsilon\}_m^T \{\tau\}_m dV \right. \\
 & \left. + \int_{\text{vol}} \{\epsilon\}_m^T \{\sigma\}_m dV - \int_{\text{vol}} \{w\}_m^T \{F\}_m dV - \int_{\text{area}} \{w\}_m^T \{P\}_m dA \right]
 \end{aligned}
 \tag{10}$$

By substitution of Eqs. (7) and (5) into Eq. (10), the potential energy of the system can be expressed as a function of nodal point displacements. Then, the potential energy is made stationary by requiring that

$$\frac{\partial V}{\partial u_i} = 0 \quad i = 1, N
 \tag{11}$$

where  $N$  is the total number of nodal point displacements.

The result is a set of  $N$  simultaneous equations which can be written in matrix form as

$$\begin{aligned}
 \sum_{m=1}^M \left[ \int_{\text{vol}} [a]_m^T [C]_m [a]_m dV \right] \{u\} &= \sum_{m=1}^M \left[ \int_{\text{vol}} [a]_m^T \{\tau\}_m dV \right] \\
 &- \sum_{m=1}^M \left[ \int_{\text{vol}} [a]_m^T \{\sigma\}_m dV \right] \\
 &+ \sum_{m=1}^M \left[ \int_{\text{vol}} [d]_m^T \{F\}_m dV \right] \\
 &+ \sum_{m=1}^M \left[ \int_{\text{area}} [d]_m^T \{P\}_m dA \right]
 \end{aligned} \tag{12}$$

It is customary to introduce the following notation. The individual element stiffness is

$$[k]_m = \int_{\text{vol}} [a]_m^T [C]_m [a]_m dV \tag{13}$$

The body force vector for an element is

$$\{L\}_m = \int_{\text{vol}} \left[ [d]_m^T \{F\}_m + [a]_m^T \{\tau\}_m - [a]_m^T \{\sigma\}_m \right] dV \tag{14}$$



Note that the effect of pore pressures is to augment the body force vector. The surface force vector is

$$\{R\}_m = \int_{\text{area}} [d]_m^T \{P\}_m dA \quad (15)$$

Only those elements having a portion exposed to the surface are involved in the surface force vector. The system stiffness is obtained by a summation of the element stiffnesses. That is,

$$[K] = \sum_{m=1}^M [k]_m \quad (16)$$

The total load on the system is a summation of the element loads, or

$$\{Q\} = \sum_{m=1}^M \{L\}_m + \sum_{m=1}^M \{R\}_m \quad (17)$$

Therefore,

$$\underline{[K] \{u\} = \{Q\}} \quad (18)$$

This equation is recognized as the general equilibrium relationship for a finite element system. The unknown displacements  $\{u\}$  can be obtained by solving the  $N$  simultaneous equations.

## C. LINEAR DISPLACEMENT TRIANGULAR ELEMENT APPROXIMATION

### 1. Displacement Model

Let the body be idealized by a system of triangular ring or plane elements as shown in Figures 1 and 2. The cross section of a typical triangular element is illustrated in Figure 3. The displacement of the

element is assumed to be a linear function of the coordinates. To simplify documentation,  $r$  and  $z$  are chosen to be coordinate names for the plane problems instead of the usual  $x$  and  $y$ . The  $r$ - $z$  displacements are

$$\underline{w_r(r, z) = b_1 + b_2 r + b_3 z} \quad (19a)$$

$$\underline{w_z(r, z) = b_4 + b_5 r + b_6 z} \quad (19b)$$

or, expanded in matrix form,

$$\{w\}_m = [e]_m [b]_m \quad (20)$$

This linear displacement field assures continuity between elements since lines which are initially straight remain straight in their displaced position.

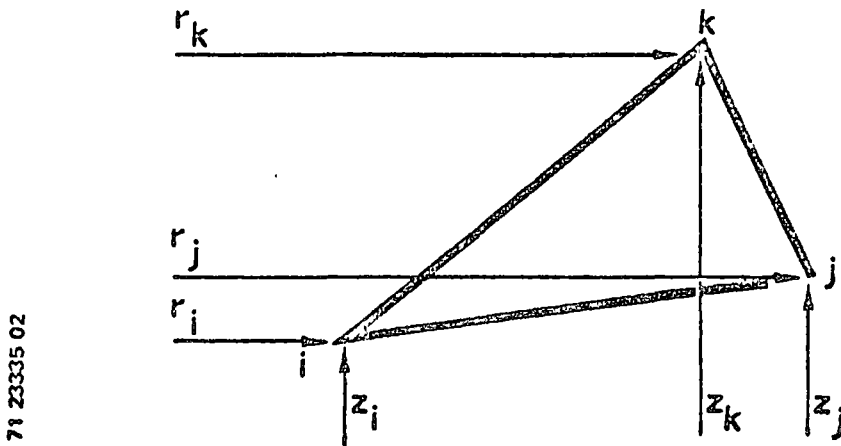


Figure 3. Triangular Element

In the plane stress problem, there is a third displacement normal to the two-dimensional body. Since the third displacement is not required in the solution process, it is ignored in the analysis.

When Eq. (20) is evaluated at the three nodal points of the triangular element, the following matrix is obtained:

$$\begin{bmatrix} u_r^i & u_z^i \\ u_r^j & u_z^j \\ u_r^k & u_z^k \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & r_i & z_i \\ 1 & r_j & z_j \\ 1 & r_k & z_k \end{bmatrix} \begin{bmatrix} b_1 & b_4 \\ b_2 & b_5 \\ b_3 & b_6 \end{bmatrix} \quad (21)$$

Note that the nodal point displacements are not in vector form. A conversion to the vector form is necessary prior to their use in the theoretical equation, Eq. (18). By inverting Eq. (21) and writing in vector form,

$$\{b\}_m = [h]_m \{u\} \quad (22)$$

where

$$[h]_m = \frac{1}{\lambda} \begin{bmatrix} r_j z_k - r_k z_j & 0 & r_k z_i - r_i z_k & 0 & r_i z_j - r_j z_i & 0 \\ z_j - z_k & 0 & z_k - z_i & 0 & z_i - z_j & 0 \\ r_k - r_j & 0 & r_i - r_k & 0 & r_j - r_i & 0 \\ 0 & r_j z_k - r_k z_j & 0 & r_k z_i - r_i z_k & 0 & r_i z_j - r_j z_i \\ 0 & z_j - z_k & 0 & z_k - z_i & 0 & z_i - z_j \\ 0 & r_k - r_j & 0 & r_i - r_k & 0 & r_j - r_i \end{bmatrix} \quad (23)$$

and

$$\lambda = r_j (z_k - z_i) + r_i (z_j - z_k) + r_k (z_i - z_j) \quad (24)$$

The element strains are obtained from Eqs. (19a) and (19b):

$$\epsilon_{rr} = \frac{\partial w_r}{\partial r} = b_2 \quad (25a)$$

$$\epsilon_{zz} = \frac{\partial w_z}{\partial z} = b_6 \quad (25b)$$

$$\epsilon_{\theta\theta} = \frac{w_r}{r} = \frac{1}{r} b_1 + b_2 + \frac{z}{r} b_3 \quad (25c)$$

$$\epsilon_{rz} = \frac{\partial w_r}{\partial z} + \frac{\partial w_z}{\partial r} = b_3 + b_5 \quad (25d)$$

For plane strain,  $\epsilon_{\theta\theta} = 0$ .

For plane stress,  $\epsilon_{\theta\theta}$  is computed from the other strains and the material properties with the condition,  $\sigma_{\theta\theta} = 0$ .

These strains can be written in matrix form for axial symmetry as

$$\begin{Bmatrix} \epsilon_{rr} \\ \epsilon_{zz} \\ \epsilon_{\theta\theta} \\ \epsilon_{rz} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{1}{r} & 1 & \frac{z}{r} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} b_1 \\ b_2 \\ b_3 \\ b_4 \\ b_5 \\ b_6 \end{Bmatrix} \quad (26)$$

or, symbolically,

$$\{\epsilon\}_m = [g] \{b\}_m \quad (27)$$

For plane problems, the third row of  $[g]$  is set to zero.

Substitution of Eq. (22) into Eq. (27) yields

$$\{\epsilon\}_m = [g] [h]_m \{u\} \quad (28)$$

Thus, the strain-displacement transformation matrix, as defined in Eq. (6), is

$$[a]_m = [g] [h]_m \quad (29)$$

With this definition of  $[a]_m$ , the element stiffness matrix, Eq. (13), is rewritten as

$$[k]_m = \int_{\text{vol}} [h]_m^T [g]^T [C]_m [g] [h]_m \, dV \quad (30)$$

Since  $[h]_m$  is not a function of  $r$  and  $z$ , Eq. (30) becomes

$$[k]_m = [h]_m^T \left[ \int_{\text{vol}} [g]^T [C]_m [g] \, dV \right] [h]_m \quad (31)$$

Because of the need to perform the integration term by term, the matrices under the radical are multiplied by hand. The result for axial symmetry is:

$$\begin{aligned}
 [R]^T [C] [R] = & \begin{bmatrix}
 \frac{1}{r} C_{33} & \frac{1}{r} (C_{13} + C_{33}) & \frac{z}{r} C_{33} + \frac{1}{r} C_{34} & 0 & \frac{1}{r} C_{34} & \frac{1}{r} C_{23} \\
 & C_{11} + 2C_{13} + C_{33} & \frac{z}{r} (C_{13} + C_{33}) + C_{14} + C_{34} & 0 & C_{14} + C_{34} & C_{12} + C_{23} \\
 & & \frac{z}{r} C_{33} + \frac{2z}{r} C_{34} + C_{44} & 0 & \frac{z}{r} C_{34} + C_{44} & \frac{z}{r} C_{23} + C_{24} \\
 & \text{(Symmetrical)} & & 0 & 0 & 0 \\
 & & & & C_{44} & C_{24} \\
 & & & & & C_{22}
 \end{bmatrix} \quad (32)
 \end{aligned}$$

The result for plane problems is

$$[g]^T [C] [g] = \begin{bmatrix}
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & C_{11} & C_{14} & 0 & C_{14} & C_{12} \\
 0 & C_{14} & C_{44} & 0 & C_{44} & C_{24} \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & C_{14} & C_{44} & 0 & C_{44} & C_{24} \\
 0 & C_{12} & C_{24} & 0 & C_{24} & C_{22}
 \end{bmatrix} \quad (33)$$

ISOPARAMETRIC AND RELATED NUMERICALLY  
INTEGRATED ELEMENTS - A REVIEW

O. C. Zienkiewicz

Review paper for O.N.R. International Symposium

on

Numerical and Computer Methods in Structural Mechanics

University of Illinois

8 - 10 September 1971

1. Introduction
2. Basic principles of shape function (interpolation) mapping
3. Uniqueness of mapping
4. Iso-sub and super parametric elements
5. Evaluation of element properties in curvilinear coordinates
6. Required accuracy of numerical integration
7. Some useful elements for two and three dimensional analysis
8. Degeneration of brick and quadrilateral elements
9. Efficiency of numerically integrated elements
10. Practical examples and stress computation
11. Shells and plates as limiting cases of three dimensional analysis
12. Application in non-linear analysis
13. Concluding remarks - other uses of mapping

## 1. Introduction

In the early days of finite element analysis simple element shapes with the minimum degrees of freedom were used almost exclusively. While such elements have much merit - not the least one being a simple physical visualization of the problem by analogy with discrete networks - it was soon discovered that with elements possessing higher degrees of freedom and using more polynomial terms in the shape function expansions considerable advantages accrued. Now not only did the accuracy of representation increase for a given number of elements (as would obviously be expected) but this also improved considerably for a given number of degrees of freedom. Further, the convergence rates could be shown to increase with element complexity. From the practical point of view this meant that for a given desired accuracy the engineer could reduce the number of elements and degrees of freedom drastically - and thus save effort both in data preparation and in the equation solution process which even today represents the major computer cost of finite element analysis.

With simple element shapes (for which higher order expansions can be written simply) a difficulty arises immediately. As only a small number of elements is now required for an adequate solution - this is now only possible for simple geometrical shapes and thus appears to negate the essential advantage of the finite element process.

To overcome this difficulty a distortion of the simple element shapes appears necessary by a suitable mapping procedure. It will be shown that an exceedingly simple mapping can be achieved by the use of the basic element shape functions simultaneously used for representing the variation of the unknown variables. Such mapping termed isoparametric was first used for deriving the properties of a linear quadrilateral by Taig<sup>(1)</sup> and later generalised by Irons<sup>(2)(3)</sup> who introduced also the concepts of numerical integration as the only practicable method of establishing the general element properties economically.

Since those early days such development and application has occurred and today in such fields as three dimensional analysis the use of isoparametric elements is standard<sup>(4)</sup>-(22). Indeed recently their extension to the non linear domain have underlined the advantages of their basic formulation<sup>(23,24)</sup>.

The mapping concepts associated with formulation of isoparametric elements have certain advantages in their own right for representation of curvilinear surfaces. Thus they can form a basis for the generation of simple element meshes<sup>(25)</sup> or simply for the description of curved surfaces. Indeed it is of interest to note here that the parallel developments in computer graphics and in particular the description of so called Coons' surfaces follow a similar pattern<sup>(26,27)</sup>.

Doubtless use of this fact will be soon made in the simultaneous description of the design surface and its analysis - possibly leading to developments in optimal design.



In this paper we shall concentrate attention on finite element problems requiring a  $C_0$  continuity between elements and satisfying completeness requirement of constant first derivative type<sup>(28)</sup>. It is for such problems that the isoparametric formulation possesses essential advantages and its extension to higher order variational principles is not easy. As the restricted class embraces all plane and three dimensional elasticity problems - and as extension to the plate/shell domain made on this basis are useful - the limitation does not appear to be too severe.

## 2. Basic principles of shape function (interpolation) mapping

Let an element be defined in the one, two or multi-dimensional space of coordinates  $(\xi, \eta, \dots)$  by a series of nodes,  $i$ , and associated shape functions  $N_i^e$  which interpolate an unknown,  $\phi$ , (for instance displacements) as

$$\phi = \sum N_i^e \phi_i \quad (1)$$

in a manner which assures  $C_0$  continuity between elements and, by the presence of complete linear expansion, ensure that the constant derivative criterion is satisfied.

If now we desire to map the element into another space  $(x, y, \dots)$  so that a typical node  $i$  moves to a position  $(x_i, y_i, \dots)$  a relation of the form

$$\begin{aligned} x &= \sum N_i^e x_i \\ y &= \sum N_i^e y_i \end{aligned} \quad (2)$$

can be used to define the mapping as

$$N_i^e = N_i^e(\xi, \eta, \dots) \quad (3)$$

and the shape functions have the property that  $N_i^e$  is unity at node  $i$  and zero at all other nodes.

Thus for any set of coordinates  $(\xi, \eta, \dots)$  there corresponds a set of  $(x, y, \dots)$  and desired nodal coordinates are achieved.

Such mapping allows for instance a two dimensional elementary square in  $\xi, \eta$  coordinates ranging from -1 to 1 to be mapped into a surface in two or three Cartesian dimensions as shown in Fig. 1.

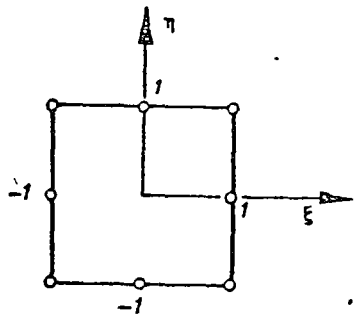
In a similar manner any other two or three dimensional element may be mapped as shown in Fig. 2.

## 3. Uniqueness of mapping

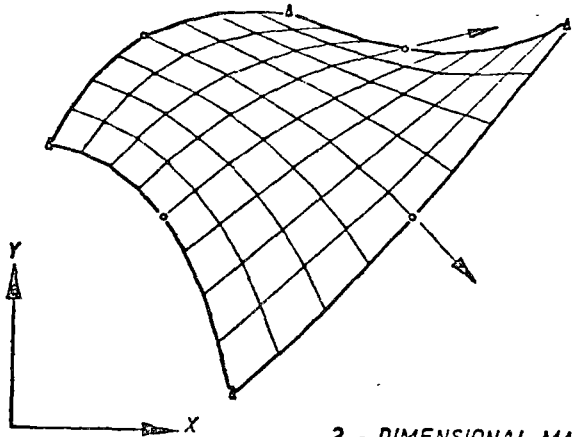
If the number of coordinates  $(\xi, \eta, \dots)$  and  $(x, y, \dots)$  is identical then by the theorem of preservation of regions, elements will be preserved on mapping if this is of a one to one, regular kind. The requirement for this to be achieved if  $N_i^e$  are simple non singular, polynomials is that the functional determinant or Jacobian, defined as

$$\frac{\partial(x, y, \dots)}{\partial(\xi, \eta, \dots)} = \begin{vmatrix} \frac{\partial x}{\partial \xi} & \frac{\partial x}{\partial \eta} & \dots \\ \frac{\partial y}{\partial \xi} & \frac{\partial y}{\partial \eta} & \dots \end{vmatrix} = |J| \quad (4)$$

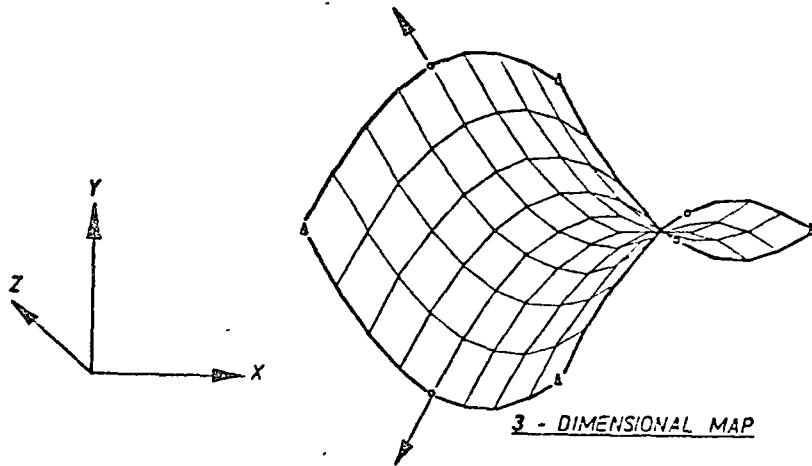
does not change sign in the domain. This important check must be instituted with all element computations and what happens if this condition is violated is illustrated in Fig. 3. Jordan<sup>(29)</sup> discusses some of the limitations on distortion of two dimensional elements with a single midside node and formulates rules, though given in more detail, etc



'PARENT' ELEMENT



2 - DIMENSIONAL MAP



3 - DIMENSIONAL MAP

FIG. 1 ISOPARAMETRIC MAPPING OF A PARABOLIC SQUARE ELEMENT.

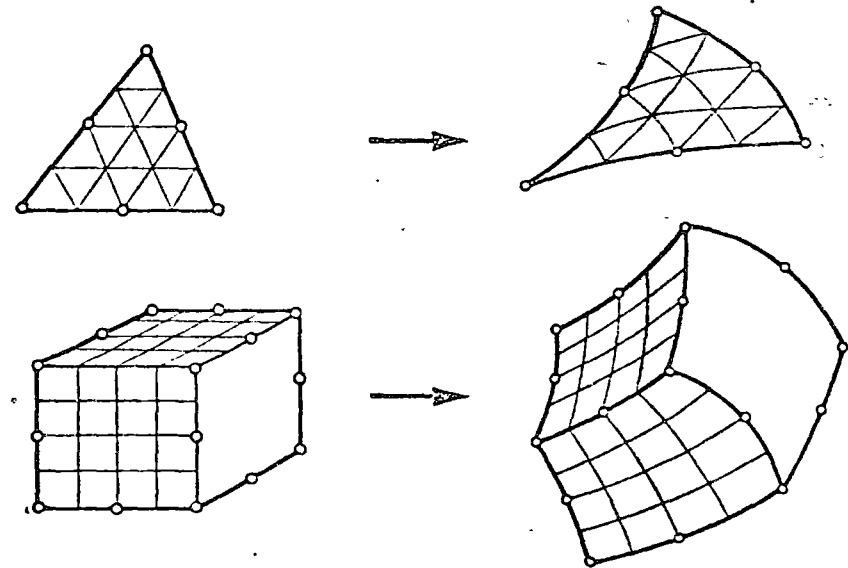


FIG. 2. FURTHER EXAMPLES OF ISOPARAMETRIC MAPPING.

summarised as "To stay out of trouble keep the side nodes close to the centers of these sides and corner angles well under 180°". While general rules can not be given so simply the check on the Jacobian will point out non-uniqueness immediately.

If a two dimensional region is mapped into a three dimensional space the Jacobian no longer exists and the concern regarding region preservation requires a more detailed topological investigation. Discussion of this point is however not relevant here.

One special property of the mapping is of great practical importance. If a series of contiguous elements is mapped the new elements remain contiguous i.e. the space in Cartesian coordinates is derived by the curvilinear elements without interelement gap.

This property follows directly from the requirement thus  $N_i$  functions were chosen to be of such a type as to ensure  $C_0$  continuity between elements. If this is not the case obviously the mapping will be of little practical use.

#### 4. Iso-sub and super parametric elements

If the curvilinear elements are used for finite element analysis we can interpolate the unknown (or unknowns)  $u$ , by shape functions associated with the curvilinear coordinates  $(\xi, \eta, \dots)$  in the usual manner given by equation (1). This can be written as

$$u = \sum N_i u_i \quad (5)$$

where  $N_i(\xi, \eta, \dots)$  is a set of suitable shape functions

ensuring the usual convergence criteria in  $(\xi, \eta, \dots)$  space.

If  $N'_i = N_i$  the elements will be called iso-parametric.

If  $N'_i$  is such that it is of a lower order than  $N_i$  and that we can express it as a linear combination

$$N'_i = \sum C_{ij} N_j$$

then the element is sub-parametric.

If  $N'_i$  is of a higher order than  $N_i$  then the element is called super-parametric.

As in general we are concerned with limiting the physical distortion of elements, sub and iso-parametric elements are of major practical use. The following two properties apply to those elements

1. If  $C_0$  continuity, is ensured by  $N_i$  functions this will apply in original or curvilinear coordinates to the variable  $u$ .
2. If the shape functions are such that  $\sum N_i = 1$ , (a condition necessary simply for no straining under 'rigid body' modes to occur) then both iso and sub-parametric elements satisfy the constant derivative criterion.

The proof of this statement is as follows.

We require that a linear expansion

$$u = \sum N_i u_i = a_1 + a_2 x + a_3 y + \dots \quad (6)$$

$$\text{when } u_i = a_1 + a_2 x_i + a_3 y_i + \dots \quad (7)$$

be satisfied.

where  $a_1 \dots$  are arbitrary constants, or substituting (7) into (6) that

$$a_1 EN_i + a_2 EN_i x_i + \dots = a_1 + a_2 x + \dots \quad (8)$$

for all linear terms. This identity is true if

$$EN_i = 1, \quad EN_i x_i = x \dots \text{etc.} \quad (9)$$

As for both iso and sub parametric elements this is true the property is proved.

5. Evaluation of element properties in curvilinear coordinates

Stiffness and other properties of elements require evaluation of integrals such as

$$\int [B]^T [D] [B] d \text{ vol} \quad (10)$$

or generally

$$\int [H] d v \quad (11)$$

where  $[H]$  is a function of the variables  $u$  or their first derivatives with respect to  $(x, y)$  coordinate system.

As these variables are given in terms of the curvilinear system  $(\xi, \eta \dots)$  some transformations are necessary. In particular derivatives  $\frac{\partial N_i}{\partial x}$  etc. have to be determined in terms of  $\frac{\partial N_i}{\partial \xi}$  etc.

Writing the Jacobian matrix of equation (4) as

$$\frac{\partial(x, y \dots)}{\partial(\xi, \eta \dots)} = [J] \quad (12)$$

and using following matrix definition

$$\left\{ \frac{\partial N_i}{\partial \xi} \dots \right\}_i^T = \left\{ \frac{\partial N_i}{\partial \xi}, \frac{\partial N_i}{\partial \eta} \dots \right\} \text{ etc.} \quad (13)$$

we have

$$\left\{ \frac{\partial N_i}{\partial x} \dots \right\}_i = [J^T]^{-1} \left\{ \frac{\partial N_i}{\partial \xi} \dots \right\}_i \quad (14)$$

The coordinate Jacobian matrix eq. 14 is conveniently evaluated using the relationship

$$[J] = \begin{bmatrix} \frac{\partial(N_1 x_1, \dots)}{\partial(\xi, \eta, \dots)} \\ \dots \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} (G')^T_{\xi} (x), (G')^T_{\eta} (x) \\ (G')^T_{\xi} (y), \dots \end{bmatrix} \quad (15)$$

where

$$(G')^T_{\xi} = \left\{ \frac{\partial N_i}{\partial \xi}, \dots, \frac{\partial N_i}{\partial \xi} \dots \right\} \text{ etc.} \quad (16)$$

$$(x)^T = (x_1, \dots, x_i, \dots) \text{ etc.}$$

This is a useful presentation as it will be observed that the Jacobian matrix becomes immediately a matrix equal in size to the number of coordinates and only vector multiplications are required.

The volume element in equation (10) and (11) has to be transformed before integration using

$$d \text{ vol} = dx dy \dots = [J] d \xi d \eta \dots \quad (17)$$

Clearly, exact integration of element properties will in general be a tedious if not impossible matter and

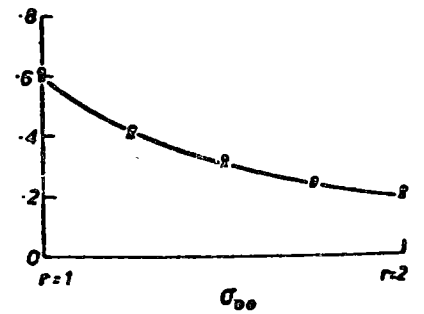
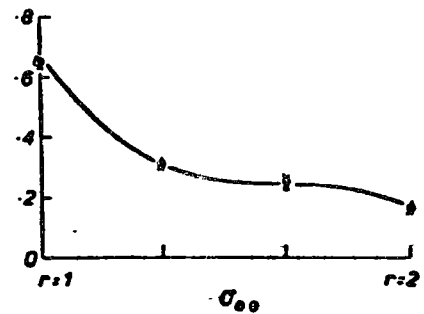
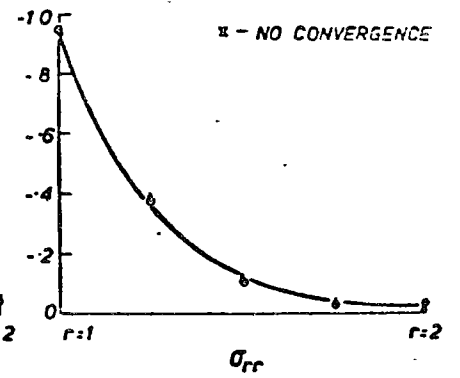
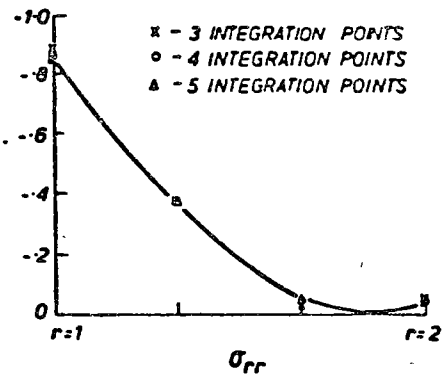
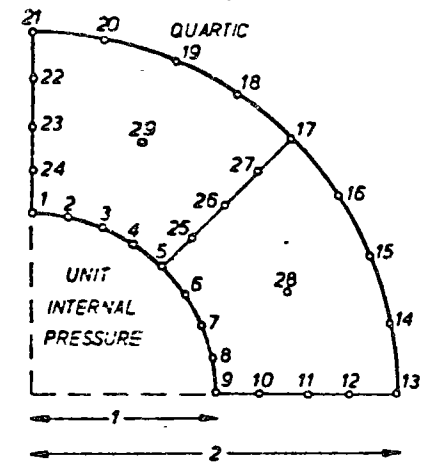
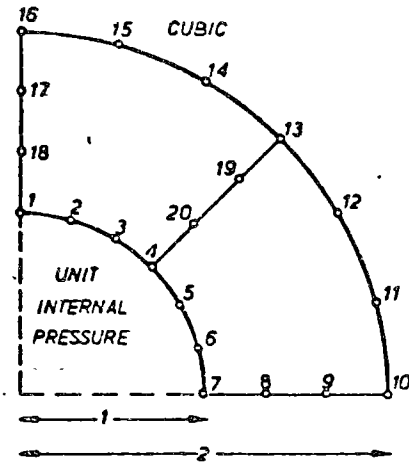
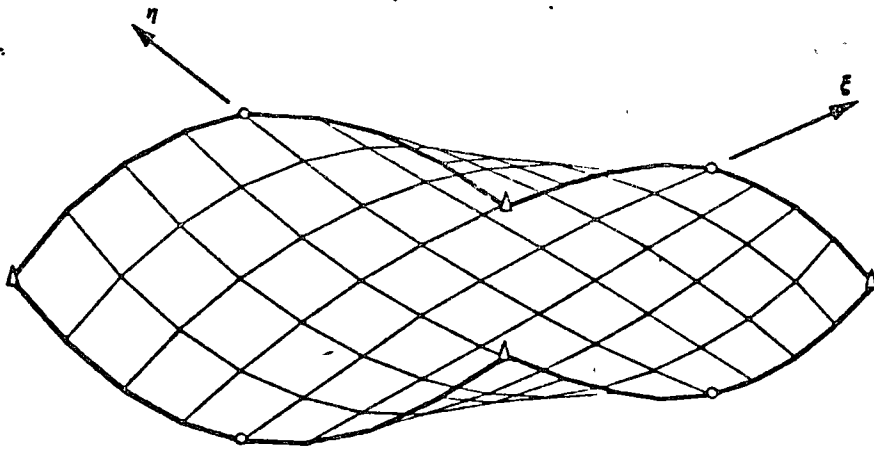
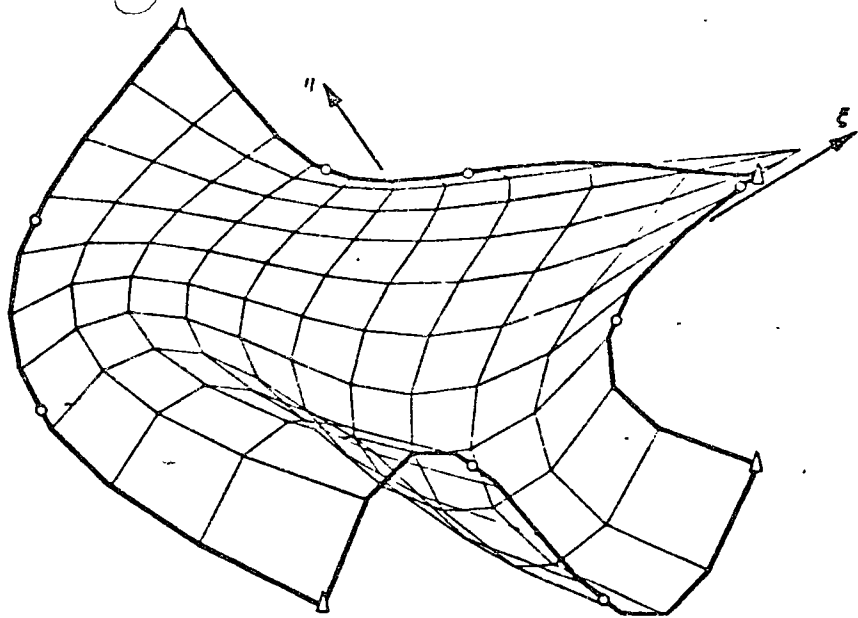


FIG 3 'UNREASONABLE' ELEMENT DISTORTIONS NON UNIQUE MAPPING.

FIG 4. EFFECT OF VARYING NUMBER OF INTEGRATION POINTS.

numerical integration is a necessary part of the process.

#### 6. Required accuracy of numerical integration

Before attempting numerical integration it is desirable to know the degree of accuracy required to ensure convergence to the correct result.

Heuristic arguments introduced by Irons (29) are convincing in the context of continuum solid mechanics and carry over to the whole range of mathematical problems to which finite element process is applicable.

In the context of stress analysis the interelement forces due to internal element stresses are

$$(F) = \left( \int [B]^T [D] [B] dv \right) (\delta) = \int [B]^T (\sigma) dv \quad (18)$$

If such forces can be determined exactly by numerical integration for a constant stress state within each element - to which the exact results must tend with decreasing element size then results obtained by exact and numerical integration must in the limit be identical.

Thus integration must be capable of determining exactly such integrals as

$$\int \frac{\partial N_i}{\partial x} |J| d\xi d\eta \dots \quad (19)$$

or, by eq. (14) and (15) such integrals as

$$\int \frac{\partial N_i}{\partial \xi} \left( \frac{\partial N_i}{\partial \eta} \frac{\partial N_i}{\partial \zeta} + \dots \right) d\xi d\eta \dots \quad (20)$$

must be capable of exact evaluation.

For iso-parametric elements when  $N_i = N'_i$  this is equivalent to being able to determine

$$\int |J| d\xi d\eta \dots \quad (21)$$

exactly - i.e. to find the element volume exactly in the distorted coordinates.

While the requirements are sufficient to ensure that convergence in the limit is achieved bounding theorems are no longer valid with approximate integration and we must also ensure that integration order is not reduced so low that resulting stiffness matrices become singular after assembly.

The determination of the economic and practical limits to which the numerical integration has to be pushed is a matter of much current research. Approximate integration by omitting strain energy due to the higher modes of deformation always underestimates the strain energy stored in an element for given nodal displacements and thus reduces effectively the structural stiffness. As displacement formulation always overestimates this, the error introduced is in the right direction and compensates to some extent the discretization errors. While there is no guarantee that over compensation does not occur, in many cases extreme representation improvements have been recorded (20) (21).

Fig. 4 shows the analysis of a simple problem using elements of varying order of expansion and different integration orders.

### 7. Some useful elements for two and three dimensional analysis

It is an observable fact that improvement of element properties occurs in quanta dependent on the presence of complete polynomial expressions. While on occasion a very considerable improvement occurs due to the presence of an additional term of one order higher than the complete expansion, isolated terms of yet higher orders contribute little to the performance<sup>(30)</sup>. Certainly the rate of convergence is governed by the highest order of complete polynomials present.

Three basic classes of elements have been developed for two and three dimensional elements<sup>(7)(23)(31)</sup>.

- (1) triangle (tetrahedron) family where complete polynomials expansions are used if nodes are spaced on a pattern shown for a two dimensional example, Fig. 5(a).
- (2) Lagrangian, rectangular, ('brick') elements with nodes placed on a grid with shape functions established by multiplication of appropriate Lagrange interpolations. Such elements shown in Fig. 5b in a two dimensional context, will contain many terms surplus to the requirements of completeness as shown<sup>(11)(13)</sup>.

<sup>30</sup>Footnote. The well known improvement of a complete linear triangle by addition of the xy term in a rectangle falls in this category.

- (3) 'Serendipity' rectangular ('brick') elements with nodes on external edges with shape function derived by multiplication of higher order Lagrange interpolation in one direction, by linear terms in the others. Fig. 5c.

Hermitian interpolations with derivative specified at corner nodal points forms apparently a yet different group - but in fact can in general be identified with classes (2) or (3).

On the fact of it, it appears that elements of the first category are optimal due to no superfluity of terms while elements of the second category should be rejected 'a priori' as inefficient. While the second proposition is universally true it should be noted that the 'serendipity' elements (at least up to the cubic type) carry but few surplus terms. Further, as fewer rectangular ('brick') elements are needed for subdivision of a given volume of space the advantage of the serendipity type of element appears overwhelming. It is for these reasons that this particular type is widely used in iso (sub) parametric formulation.

It is worth while mentioning here that the simple 'serendipity' region can be made complete up to any order (leaving always two surplus terms) by the addition of suitable internal degrees of freedom. This for instance has been accomplished by Scott<sup>(7)</sup> for a quartic element and can easily be extended to others. It should be borne in mind that with such additive terms a subparametric formulation is

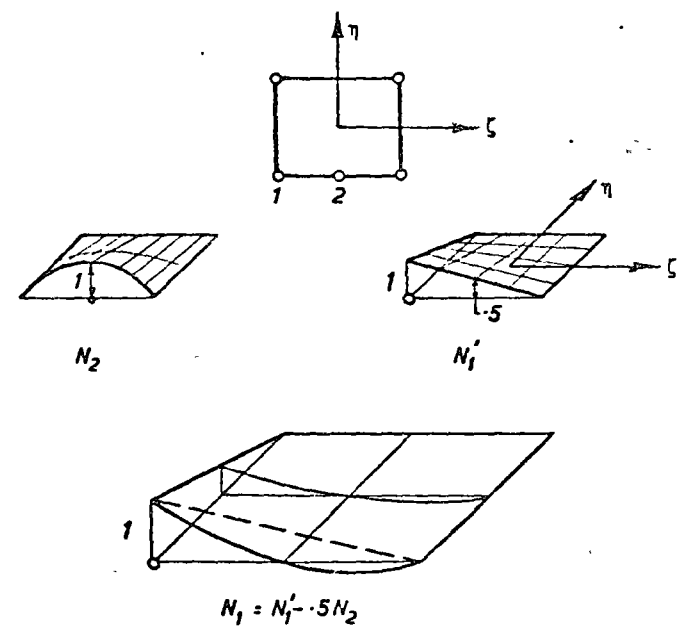
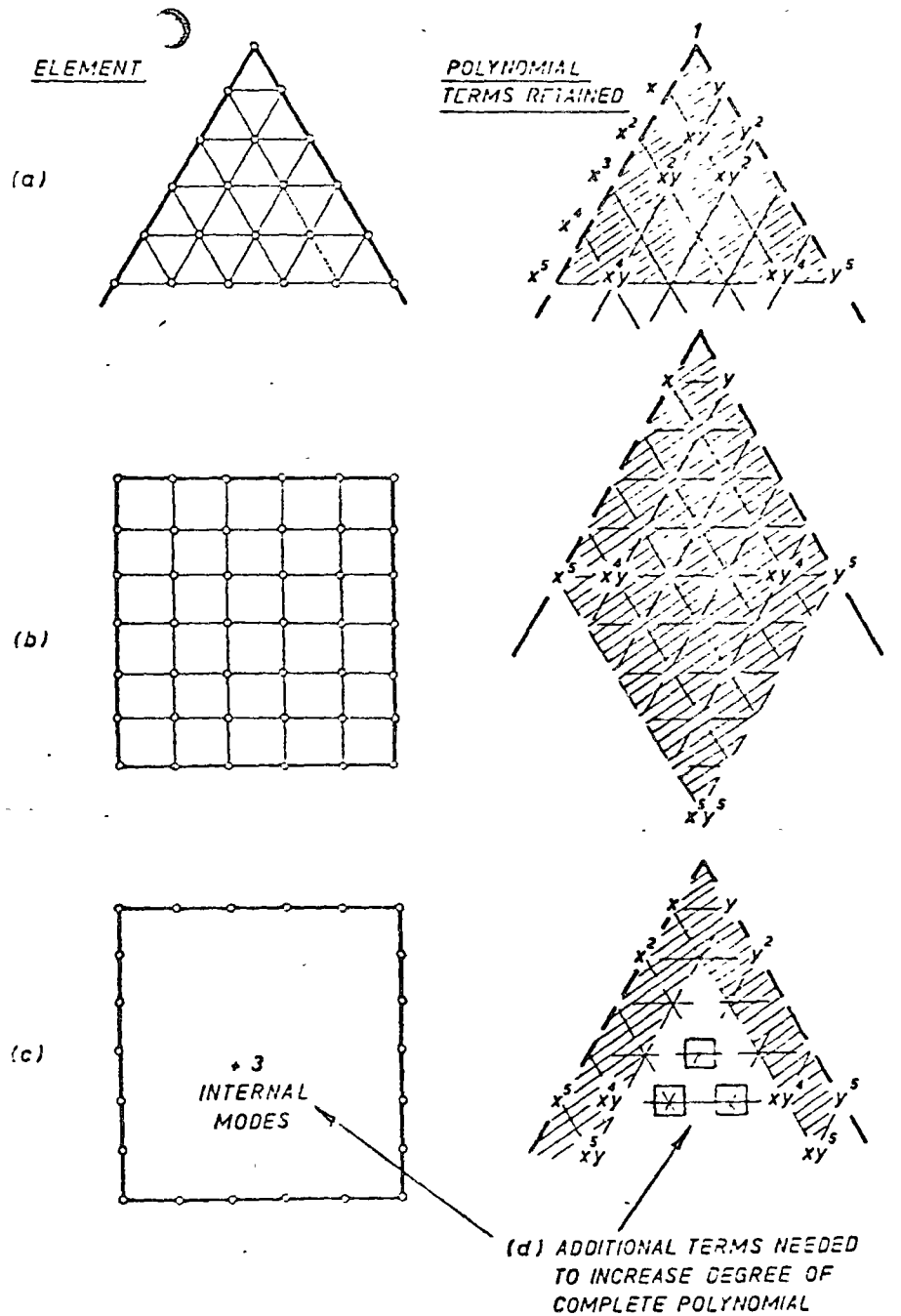


FIG 6 DERIVATION OF SHAPE FUNCTIONS FOR 'SERENDIPITY' ELEMENTS

FIG 5 BASIC 'PARENT' ELEMENT TYPES (a) TRIANGLES (b) LAGRANGIAN AND (c) SERENDIPITY (d) AUGMENTED SERENDIPITY



always desirable as the additional degrees of freedom will not influence the curvilinear boundary shapes and if used will only add to the distortion of the curvilinear coordinates internally.

We shall therefore be concerned here with elements of 'serendipity' type alone but before proceeding further will show how shape functions can be readily developed for elements with different degrees of freedom along sides. Such a formulation will permit elements of different order to be used in various regions of the same problem thus adding one more possible economy.

Consider for instance the generation of shape functions for a two dimensional square (with coordinates  $-1 < \xi, \dots < 1$  conveniently chosen as standard) in which one side is 'parabolic' i.e. contains 3 nodes while the other sides are linear. It is clear that this shape function for the center node ( $N_1$ ) is simply obtained by multiplication of a suitable parabola in  $\eta$  by a linear function in  $\xi$  directions. The corner shape function is formed by a suitable combination of above with a product of two linear functions.

This process can be easily extended to any degrees of freedom<sup>(31)</sup>. East<sup>(32)</sup> has written simple algorithms for this as well as triangular elements of similar kind. Extension to three dimensions is obvious.

An alternative which avoids the need for linear combination of various products is to use a hierarchical formulation<sup>(8)</sup> in which the degrees of freedom are respectively the value of the variable of the corner and at the centre

points of each side, departure for linearity of the function, a parameter identifying the departure from parabolic variation of a cubic etc.

Functions of the form

$$\begin{aligned} P_{0,1} &= (1-\xi)/2 \\ P_2 &= (\xi^2-1) \\ P_3 &= 2\xi(\xi^2-1) \\ P_4 &= (15\xi^4-18\xi^2+3)/4 \\ P_5 &= 7\xi^5-10\xi^3+3\xi \quad \text{etc.} \end{aligned} \quad (22)$$

are all that is required to formulate this shape function for elements up to the fifth order (Fig. 7), in two or three dimensions. Fig. 8(a) shows some of such elements.

A certain disadvantage occurs now if functions of an order higher than parabolic are used for the coordinate distortion as above that order it is difficult to identify geometrically the association of these with the coordinates. As a practice it is not recommended that a higher order of distortion be used - a program based on a sub-parametric form has been developed in which up to quartic function variation is permissible but shape distortions are parabolic

#### 8. Degeneration of quadrilateral or brick elements

While in two dimensions the quadrilateral (or in three the brick) forms the most advantageous space division as earlier remarked, it is on occasion necessary to use triangles (or other shapes such as wedges and tetrahedron) to complete the subdivision near boundaries. Fig. 8a. While such elements can be generated directly it is of interest

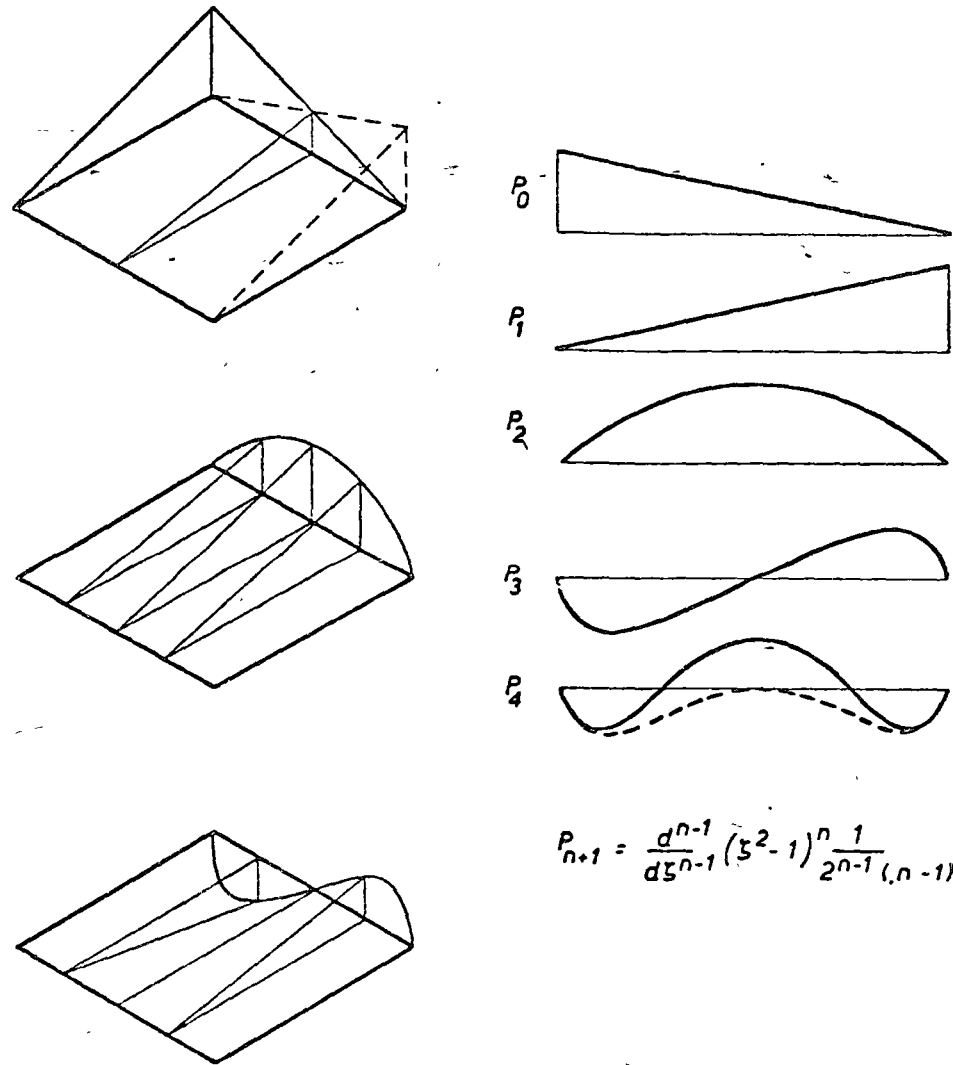


FIG. 7. HIERARCHICAL SHAPE FUNCTION ELEMENTS.

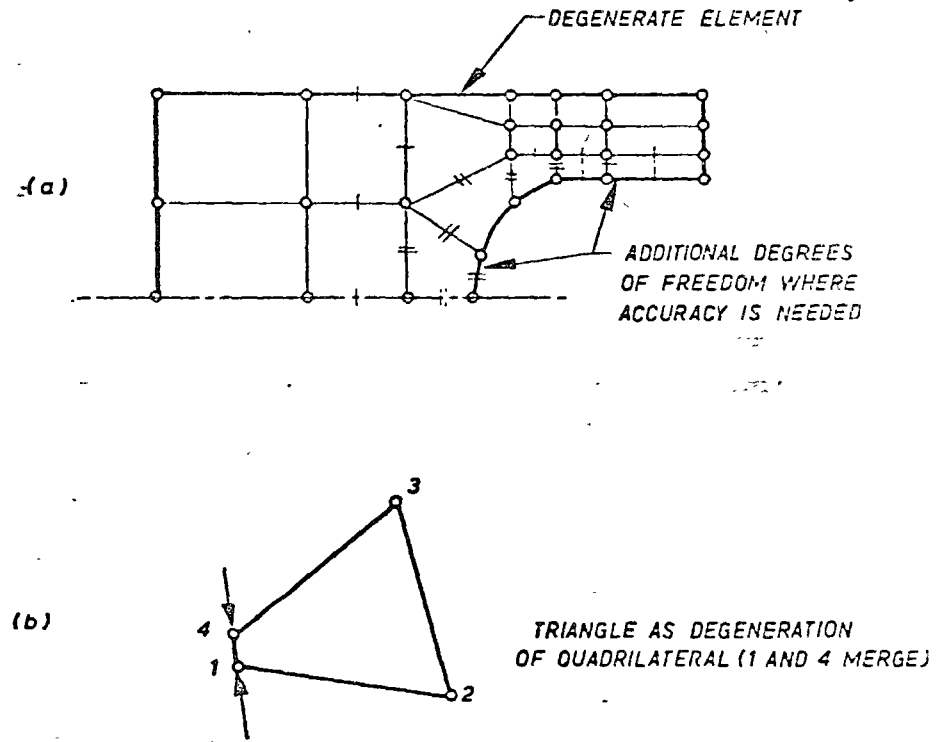


FIG 8 HIERARCHICAL AND 'DEGENERATE' ELEMENTS.

to consider their derivation as a possible case of degeneracy, for, if this is practicable, a more simple computer program can be used.

For instance it appears possible to arrive at the triangle of Fig. 8c by considering it as a case of a quadrilateral in which two corners co-alesced as shown in Fig. 8b. In Fig. 9 we consider first the case of a linear quadrilateral degenerating to a triangle. The 'mapping' of coordinates is still one to one and the Jacobian has a constant value. Fig. 9(a). Further the shape function, now arrived at by superposition of the two responses of the co-alesced points whose coordinates and displacements are assumed to be the same, degenerates to a linear response shown. As this in fact is the correct response for a triangle no problems arise (Fig. 9b).

With a parabolic type of quadrilateral similar remarks can be made about mapping but the shape functions corresponding to the quadratic departure (see hierarchical elements) degenerate in the manner shown in Fig. 9c presenting a linear variation along any line radiating from the co-alesced corner (this gives a non-polynomial surface with infinite curvature at the corner). The correct response of triangle involves shape function in which this variation should be parabolic along the radials as shown in Fig. 9c.

To correct for this affect is simple - by introducing a multiplying factor  $(1+\xi)$  in the shape function so degenerated.

Similar effects occur with cubic and higher distortions but the correction shown is more involved.

It is thus apparent that if the program is so written as to introduce the appropriate correction factors for degenerate elements the response of the elements will be always improved if complete (rather than near) degeneration occurs.

Irons<sup>(8)</sup> discusses in detail the concepts of degeneration of three dimensional brick elements and problems which may arise as a consequence. Some permissible degenerations of brick type elements are indicated in Fig. 10 and the practical value of these is obvious.

#### 9. Efficiency of numerical integration etc. computation

For quadrilateral or brick shaped elements the numerical integration is performed in every region in which each variable ranges from -1 to +1. The simplest performance of this is to use Gaussian point distributed on a regular basis, along the  $\xi, \eta \dots$  directions.

The minimum integration requirements on elements of the serendipity type are given in Table I (according to the rules of section 6).

Recently several new formulae have been developed for brick type regions and these promise to reduce further the cost of numerical integration<sup>(33)</sup>. For instance a rule involving 14 sampling points only integrates exactly to quartic terms, i.e. with the same accuracy as 27 sampling points on a  $3 \times 3 \times 3$  Gauss mesh. Application of such rules

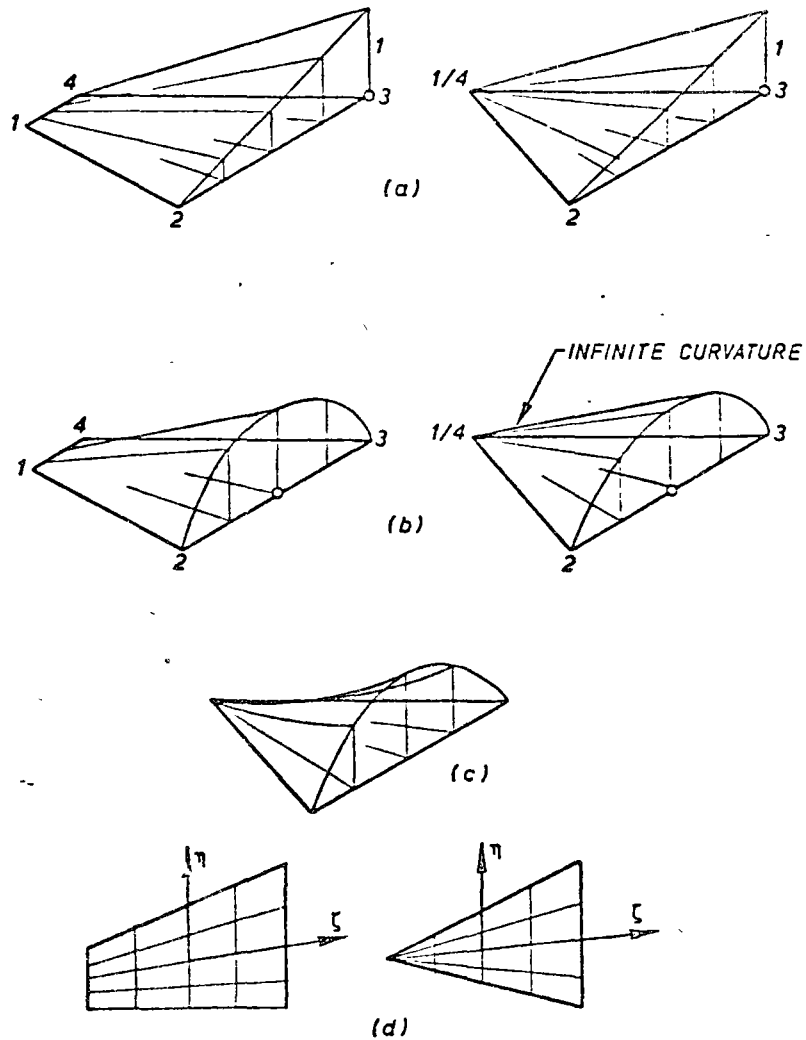


FIG 9 DEGENERATION OF QUADRILATERAL TO TRIANGLE

- (a) SHOWS CORRECT SHAPE FUNCTIONS FOR LINEAR TERM.  
 (b) SHOWS INCORRECT SHAPE FUNCTIONS REACHED FOR PARABOLIC TERM  
 (c) CORRECTED SHAPE FUNCTIONS  
 (d) CO-ORDINATE MAP

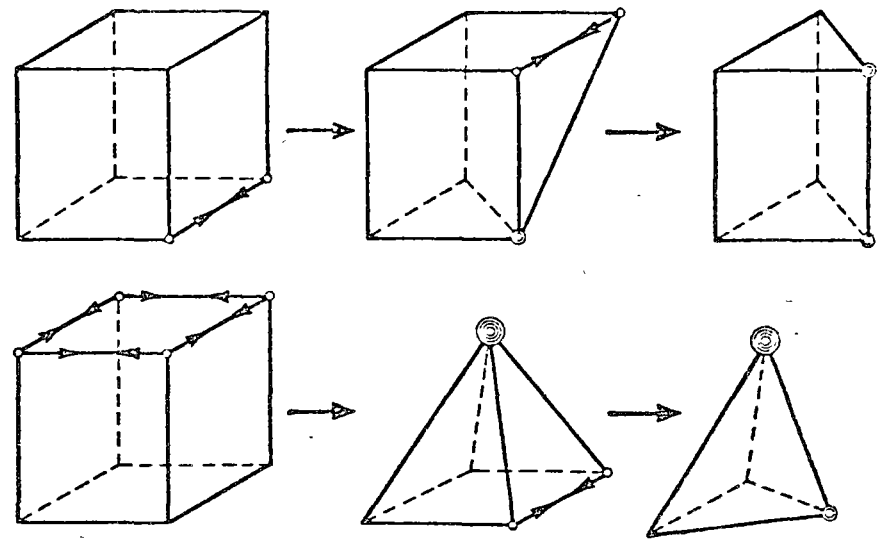


FIG 10. SOME TYPICAL DEGENERATIONS OF BRICK ELEMENTS IN THREE DIMENSIONS

practice is already contributing substantially to efficiency of computation.

For triangular and tetrahedral regions symmetrically placed integrating points are advantageous<sup>(34)(78)</sup> but if degenerate elements are used it is simpler to continue with the source rule as used for quadrilateral and brick. This perhaps is a slight disadvantage of the new elements introduced in section 8.

The organisation of the computation of stiffness and other matrices can also contribute much to the efficiency of the operation. Some schemes of computation are obtained in ref. 35.

#### 10. Practical examples and stress computation

Fig. 11-13 show some subdivisions used in two and three dimensional analysis with isoparametric parabolic elements. The small number of elements used in each case - and the subsequent reduction of the labour of data preparation are manifest.

With a relatively small number of elements used attention has to be focussed on the best use of the results and in particular onto the problems of stress computation in structural analysis. While the stresses can be calculated at any point of an element the choice of the position giving the optimal accuracy is still a matter of debate. While in early calculations stresses were invariably output at nodes - and averaged - these using adjacent elements of the material properties did not introduce a discontinuity - it is now found that better results are obtained if the calculation is made at the integrating Gauss points.

More recently arguments have been introduced for computing stresses at mid sides (or faces) of elements only. While it is probable that again better values will thus be obtained (as interpolation gives always better values at mid range than at its ends) an incidental improvement is the considerable reduction in the volume of output. This is a problem of considerable importance in three dimensional situations where the digestion and presentation of the information presents a prohibitive cost. More experience on this aspect will be available shortly.

The same remarks apply to other indirect output - for example velocities of fluxes in non structural problems where isoparametric elements are used.

#### 11. Shells and plates as limiting cases of three dimensional analysis

It appears that a three dimensional 'brick' on progressive reduction of its thickness should function as a plate or shell element capable of representing adequately shear distortion effects as well as the usual bending and axial forces. Fig. 14. Two possible difficulties are presented immediately.

The first is that ill-conditioning may occur due to the relatively large stiffness in the mode involving straining normal to the 'middle surface'.

The second, that too large a number of variables have to be included compared with more conventional analysis. Even if a linear variation of displacement is prescribed in the direction normal to middle surfaces of the shell six rather

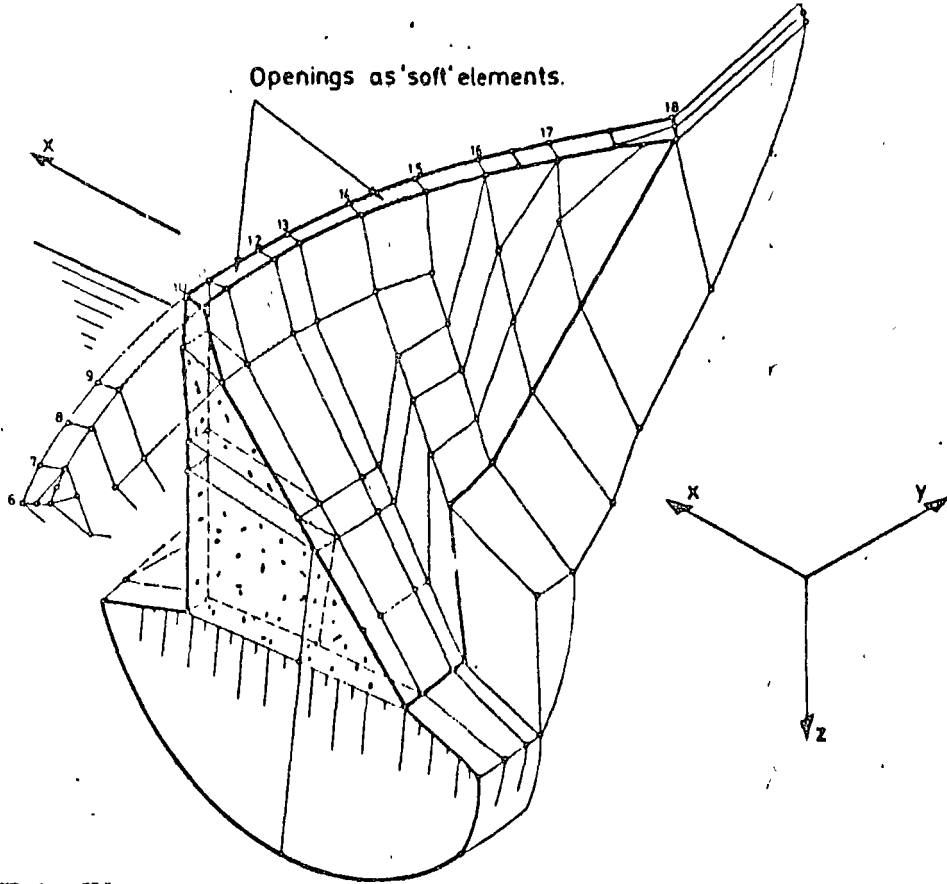


FIG 11. SUBDIVISION OF A GRAVITY - ARCH DAM.

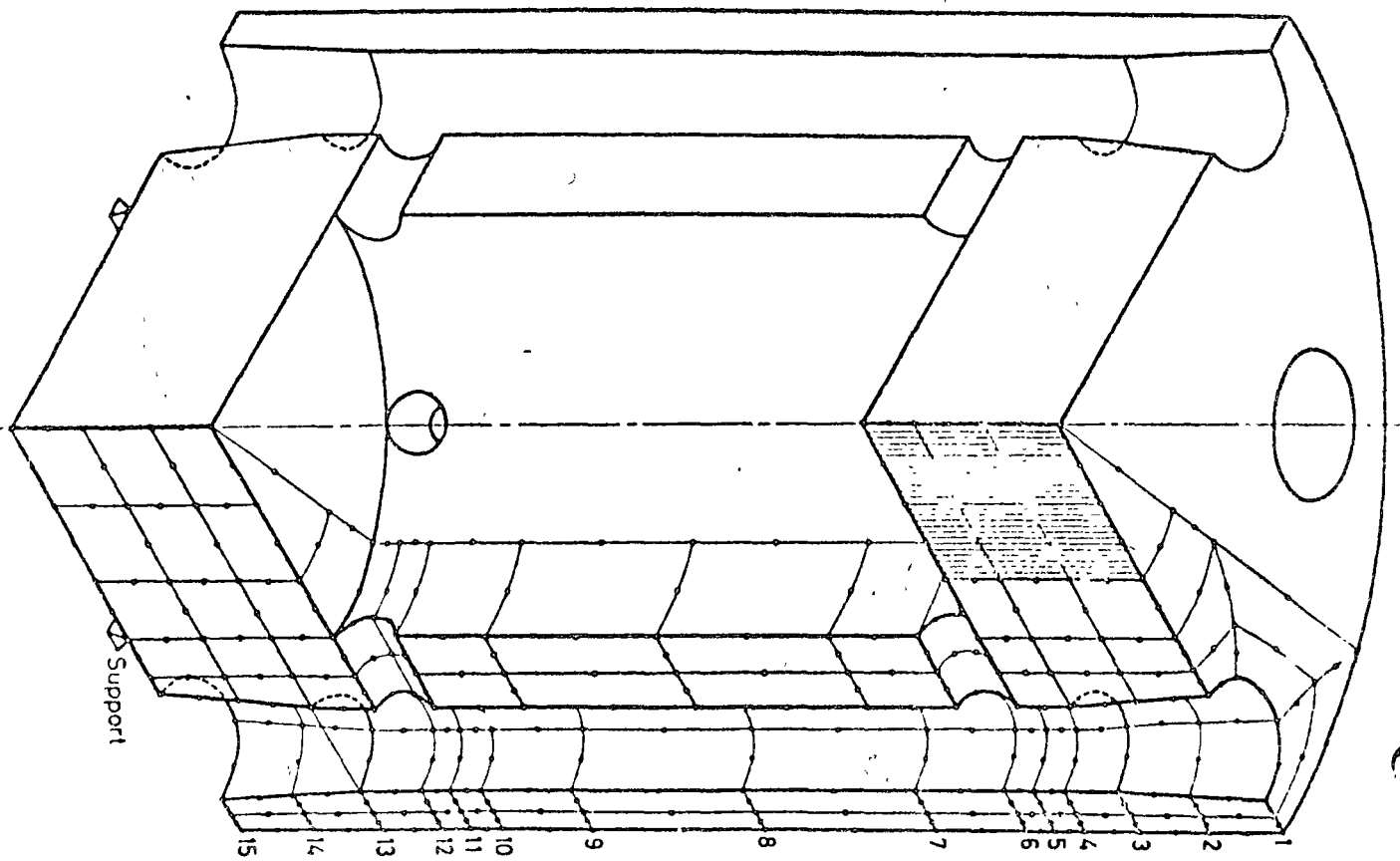


FIG 12 A PRESSURE VESSEL

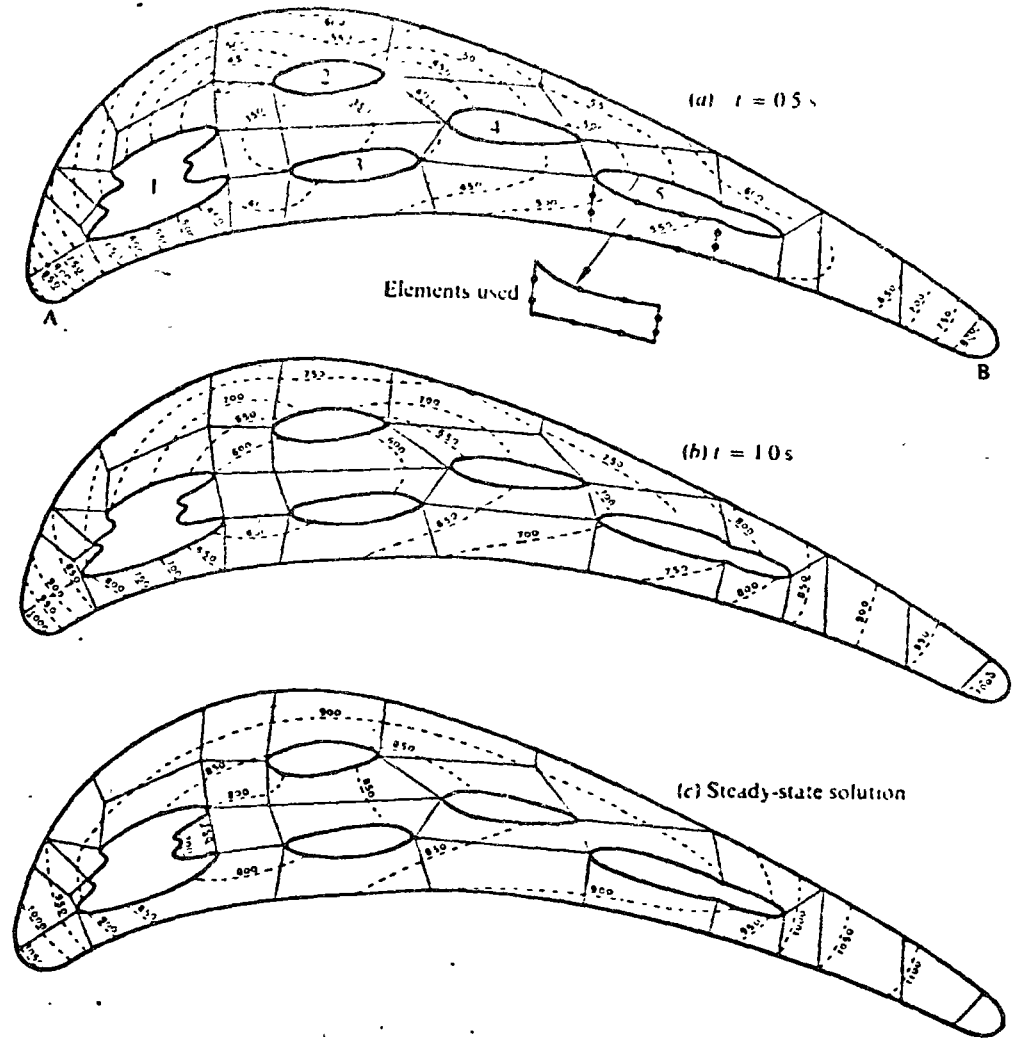
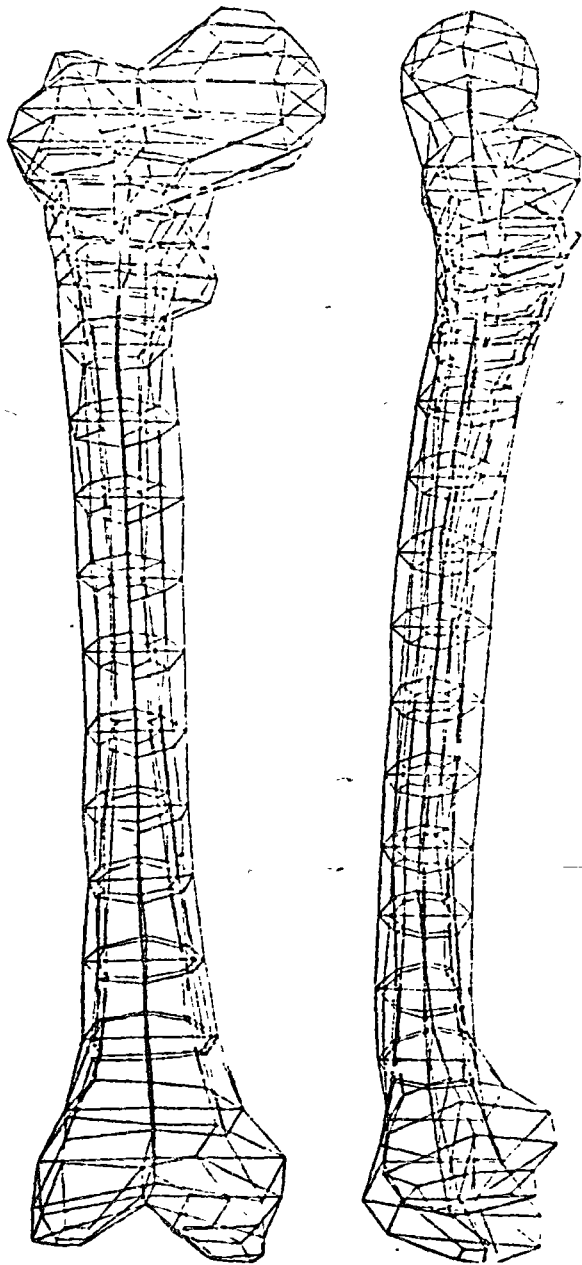


FIG 14. TEMPERATURE TRANSIENT IN TURBINE BLADE CUBIC ELEMENTS

13 A PROBLEM OF BIO-MECHANICS  
 PLOT OF LINEAR ELEMENT FORM ONLY-CURVATURE OF  
 ELEMENTS OMITTED  
 NOTE DEGENERATE ELEMENT SHAPES.

then five displacement components arise increasing the computation effort in the ratio  $(6/5)^3$ .

To overcome these difficulties Maad et al<sup>(17)(18)</sup> suppress the effects of lateral straining and reduce suitably the degrees of freedom introducing several necessary co-ordinate transformations. Good results are achieved for axisymmetric shells and in general for shells where membrane stresses are predominant. For plates and other situations where bending effects are important the results are however poor when thickness/length ratios of an element become small. Here an old difficulty of the introduction of shear nodes which do not exist in practice is rediscovered. A solution to this problem is suggested by the work of Wilson et al<sup>(36)</sup> who succeed in elimination of such spurious shears by using a reduced order of integration for certain stress components in a linear plane quadrilateral. Now, simply by reducing the order of integration from 3x3 Gauss to 2x2 Gauss for a parabolic element a dramatic improvement in element properties is achieved<sup>(20)(21)</sup>. Fig. 15 shows the improvement in deformation of a cylindrical shell with such reduced integration order, while in Fig. 16 obtained by J. Too another complex problem of a deep shell is presented. Indeed now this particular element appears to be superior to any other shell element currently available.

The effects can be illustrated on a simpler, two dimensional problem of Fig. 17. Here four simple parabolic, two dimensional elements are used to represent a cantilever of different length to depth ratios. Once again the remarkable results of reduced integration order will be observed (and indeed the previously mentioned ill conditioning effects found where the thickness is too small).

## 12. Applications to non-linear analysis

In the application of the finite element methods to the analysis of plasticity, non-linear geometry and other allied problems almost invariably simplest types of elements were used. Indeed it was presumed in early days that the discontinuous transition from elastic to plastic regimes could only be accomplished efficiently if essentially 'constant stress' elements were used. It has now been realised that the iso-parametric and allied elements are ideally suited for such analysis and indeed the economies achievable in linear analysis are emphasized in non linear applications<sup>(23)(24)</sup>.

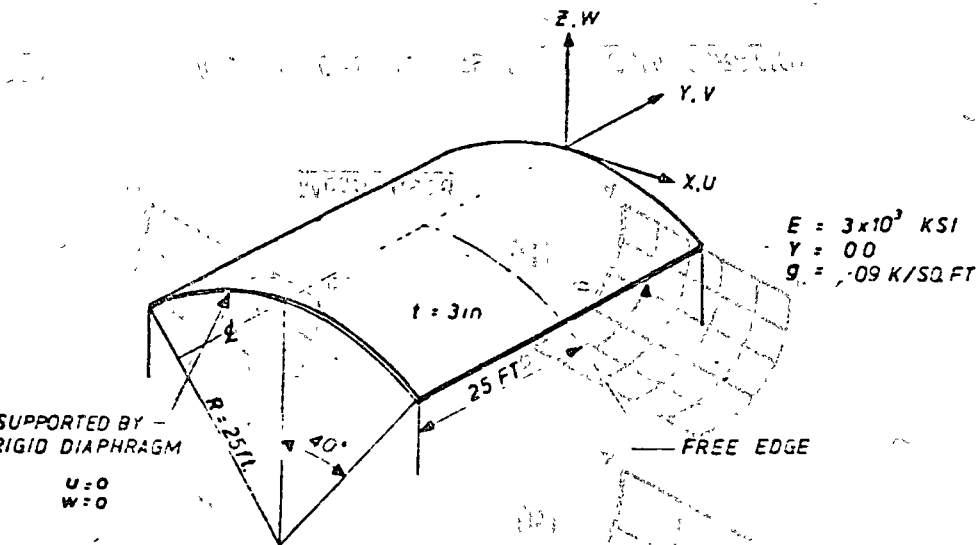
As all non-linear solutions in solid mechanics involve a solution of a set of equations which can be represented as

$$\int |\bar{B}|^T \{\sigma\} dv - (F) = 0$$

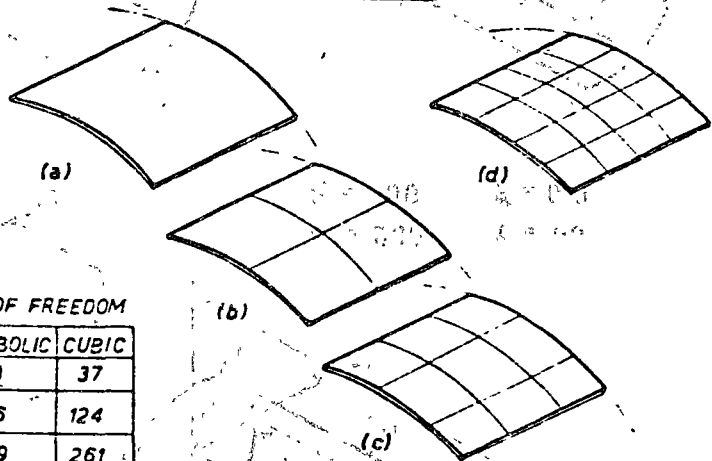
where  $\{\sigma\}$  is a function of the strains developed and  $|\bar{B}|$  is the matrix linking strain to displacement variations, the terms can be evaluated by numerical integration with appropriate stresses,  $\{\sigma\}$ , found at the integration points. Indeed numerical integration is necessary for any element form once an element other than one of constant strain is used.

Further, if large strain or displacement nonlinearities develop the expressions which arise in their determination are of the same form and type as arise in transformation of coordinates. Denoting  $\bar{x}$  as the deformed coordinate  $x+u$  etc an expression for the deformation Jacobian matrix can be written as





MESHES USED.



DEGREE OF FREEDOM

MESH	PARABOLIC	CUBIC
a	23	37
b	76	124
c	159	261
d	272	448

FIG 15 (a). CYLINDRICAL SHELL UNDER SELF WEIGHT SUBDIVISION INTO PARABOLIC ELEMENTS.

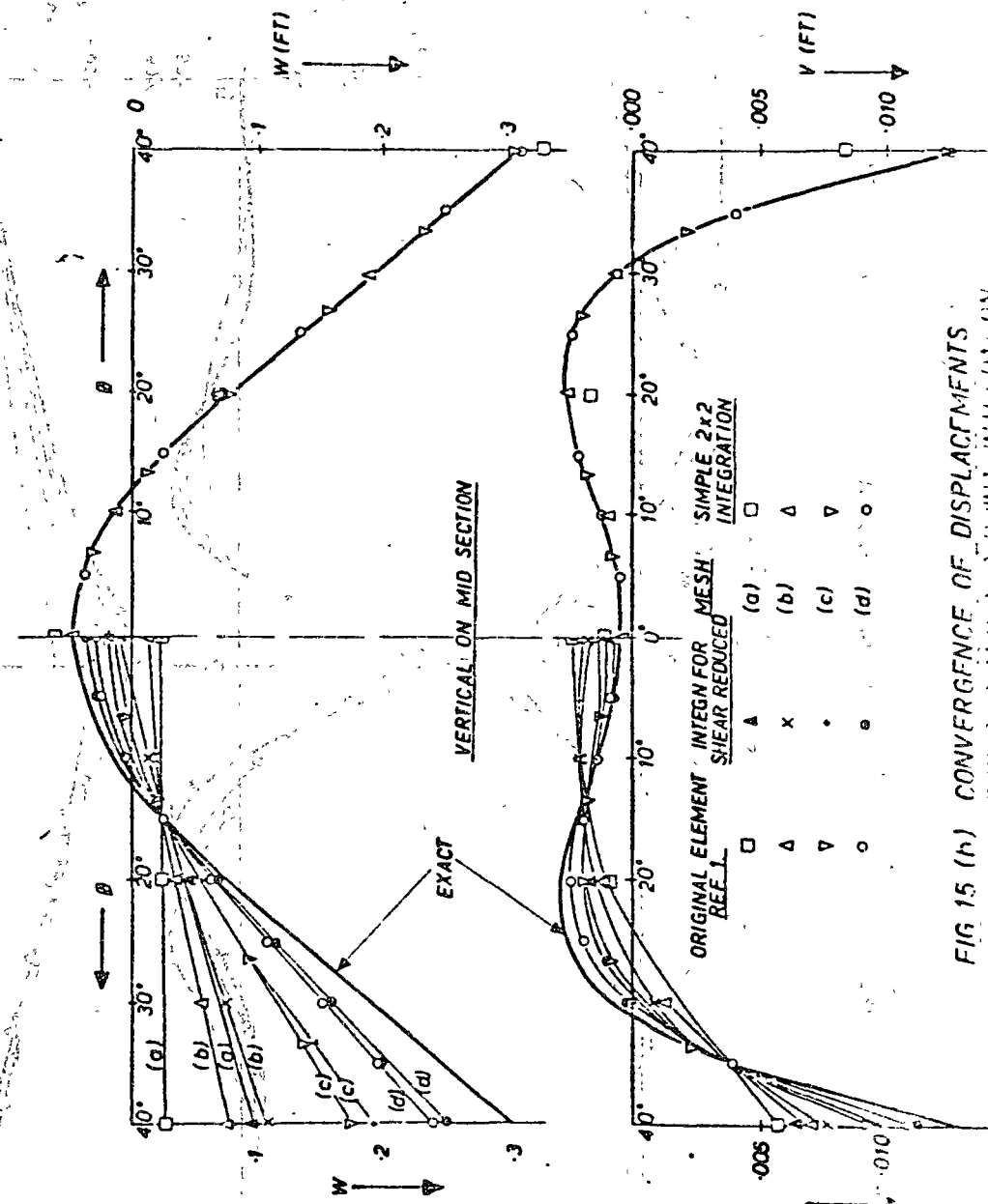


FIG 15 (b) CONVERGENCE OF DISPLACEMENTS.

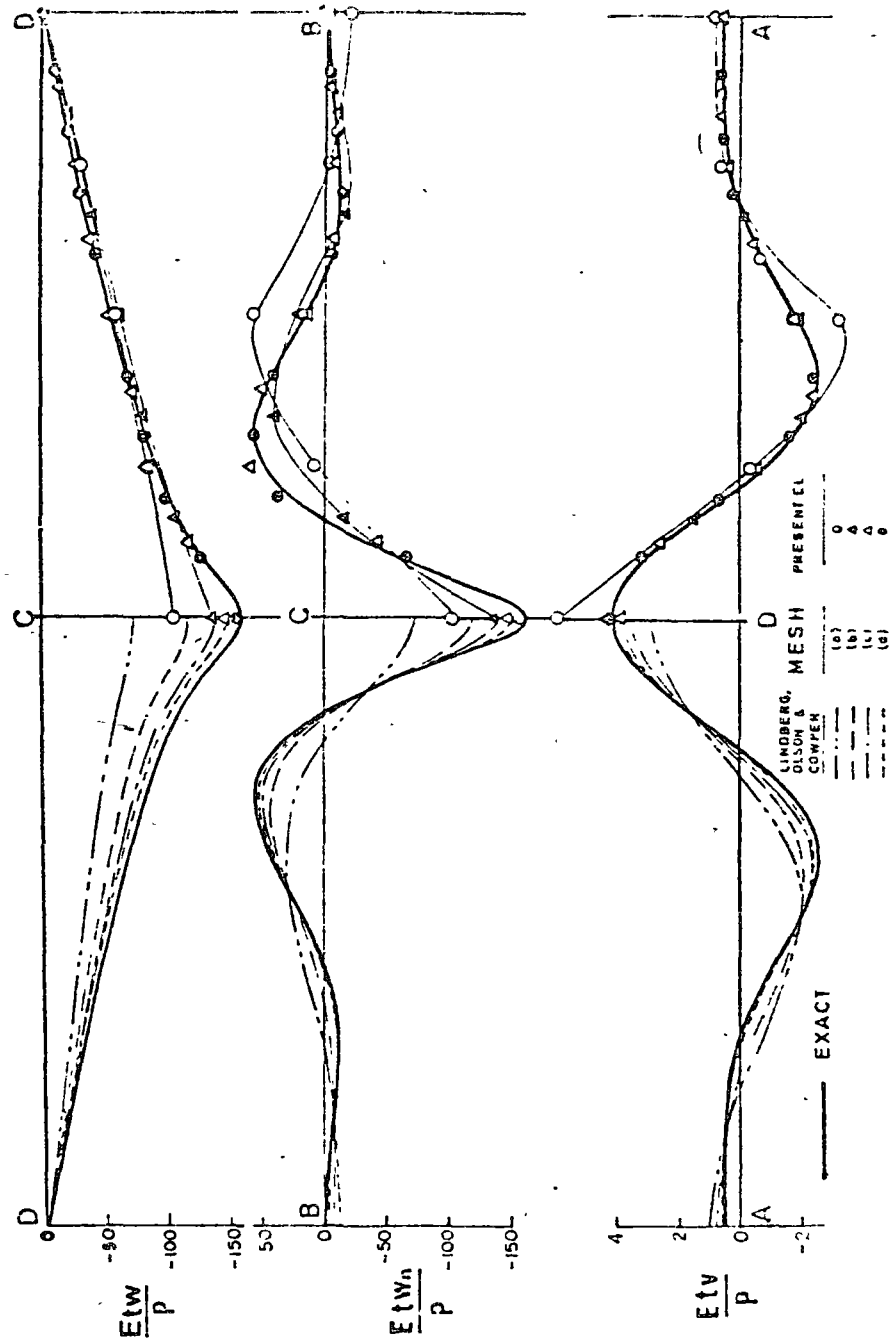
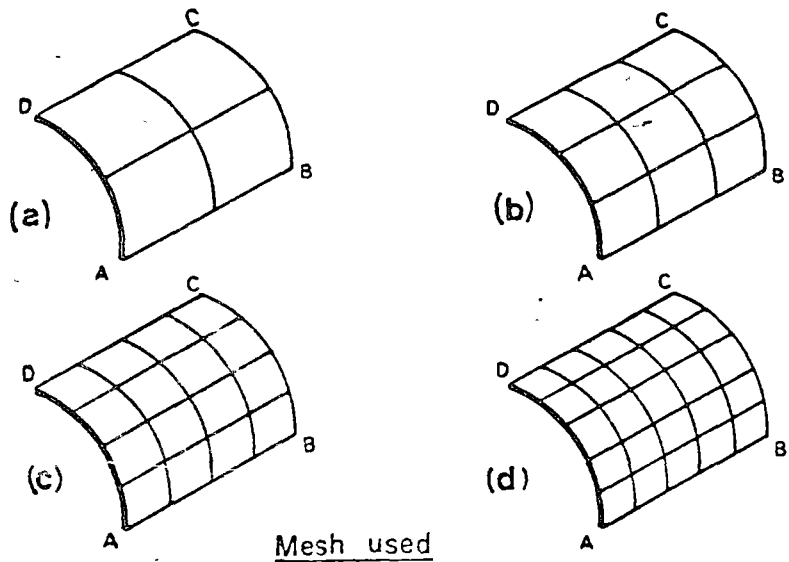
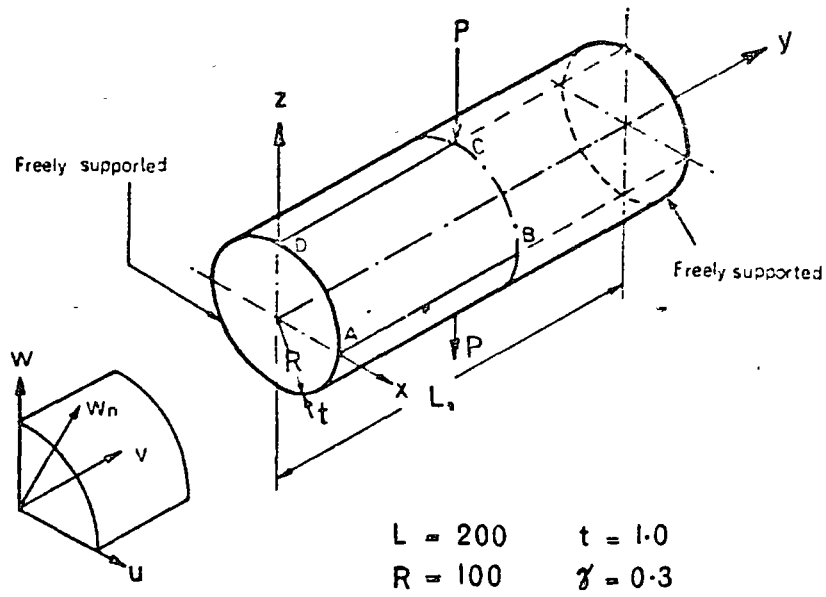


FIG 16(b) DISPLACEMENT DISTORTION OF PINCHED CYLINDRICAL SHELL (SOLUTION BY J 100)

FIG 16 (a) PINCHED CYLINDRICAL SHELL CONFIGURATION

$$[J_d] = \begin{bmatrix} \frac{\partial \bar{x}_1}{\partial x_1} & \frac{\partial \bar{x}_2}{\partial x_1} & \dots \\ \frac{\partial \bar{x}_1}{\partial y_1} & \frac{\partial \bar{x}_2}{\partial y_1} & \dots \\ \vdots & \vdots & \ddots \end{bmatrix} \quad (23)$$

which on expansion takes a form similar to that of eq. 15, i.e.

$$[J_d] = \begin{bmatrix} (G)_x^T(\bar{x}), & (G)_y^T(\bar{y}) \\ (G)_x^T(\bar{y}), & \dots \\ \dots & \dots \end{bmatrix} \quad (24)$$

with

$$(G)_x^T = \left[ \frac{\partial \eta_i}{\partial x}, \dots, \frac{\partial \eta_i}{\partial x}, \dots \right] \text{ etc.} \quad (25)$$

As this Jacobian is related to Green's strains matrix as

$$[\epsilon] = \frac{1}{2} \left[ (J_d)^T (J_d) - I \right] \quad \text{(when } I \text{ is identity matrix)} \quad (26)$$

an easy path exists for the deformation of large strain components.

Details of non linear solutions are beyond the scope of this paper and can be found in references cited. Fig. 18 shows a solution of a plasticity problem in which high order isoparametric elements are compared with simple triangular ones. Not only is the accuracy considerably improved for a given degree of freedom but the spread of the plastic zones through the integrating points shows a much smoother pattern through the jagged development of these zones when simple triangular elements are used.

### 13. Concluding remarks - other uses of mapping

The relative simplicity of programming even complex

numerically integrated elements and their versatility have today led to their adoption in a wide variety of problems.

Indeed the simple triangles and tetrahedron can always be considered uneconomical as compared with the performances of higher order elements.

Where the optimum lies is a problem which does not possess a unique answer. Much depends on the nature of the problem, its size, and on the relative efficiency of various components of the program. For a large majority of problems it appears that parabolic elements are sufficient but if their use can be combined (say via hierarchical formulation) with an occasional use of a cubic the best program versatility may be achieved.

Many questions raised in the paper still require detailed study - but the basic precepts can be considered as established.

In the present paper little attention was given to applications other than those requiring  $C_0$  continuity to the context of axisymmetric thin shells isoparametric concepts have been put to good use by Delpax<sup>(37)(28)</sup>. More recently attempts have been made to extend the mapping to such problems as thin plates etc. where  $C_1$  continuity and constancy of second derivatives are required. Unfortunately neither of these criteria are easy to achieve and although some attempts have been recorded they are not very satisfactory. Again here an area of possible research is open.

Finally it was already mentioned that isoparametric mapping may be put to purely geometrical uses. One of such

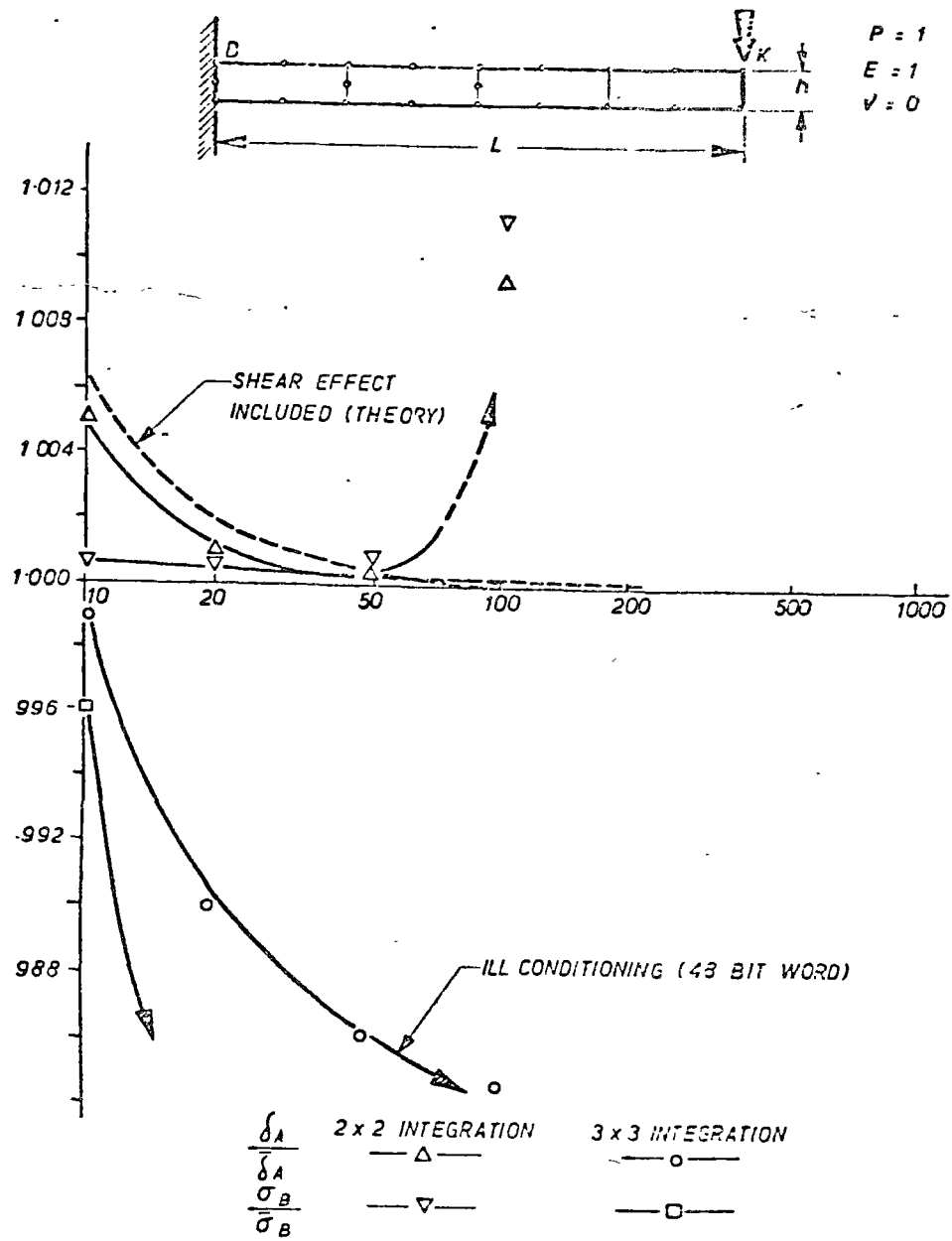


FIG 17 EFFECT OF REDUCED INTEGRATION ON PARABOLIC ELEMENTS IN A CANTILEVER BEAM OF VARYING LENGTH/THICKNESS RATIOS ( $\delta, \sigma$  ARC BEAM THEORY VALUES)

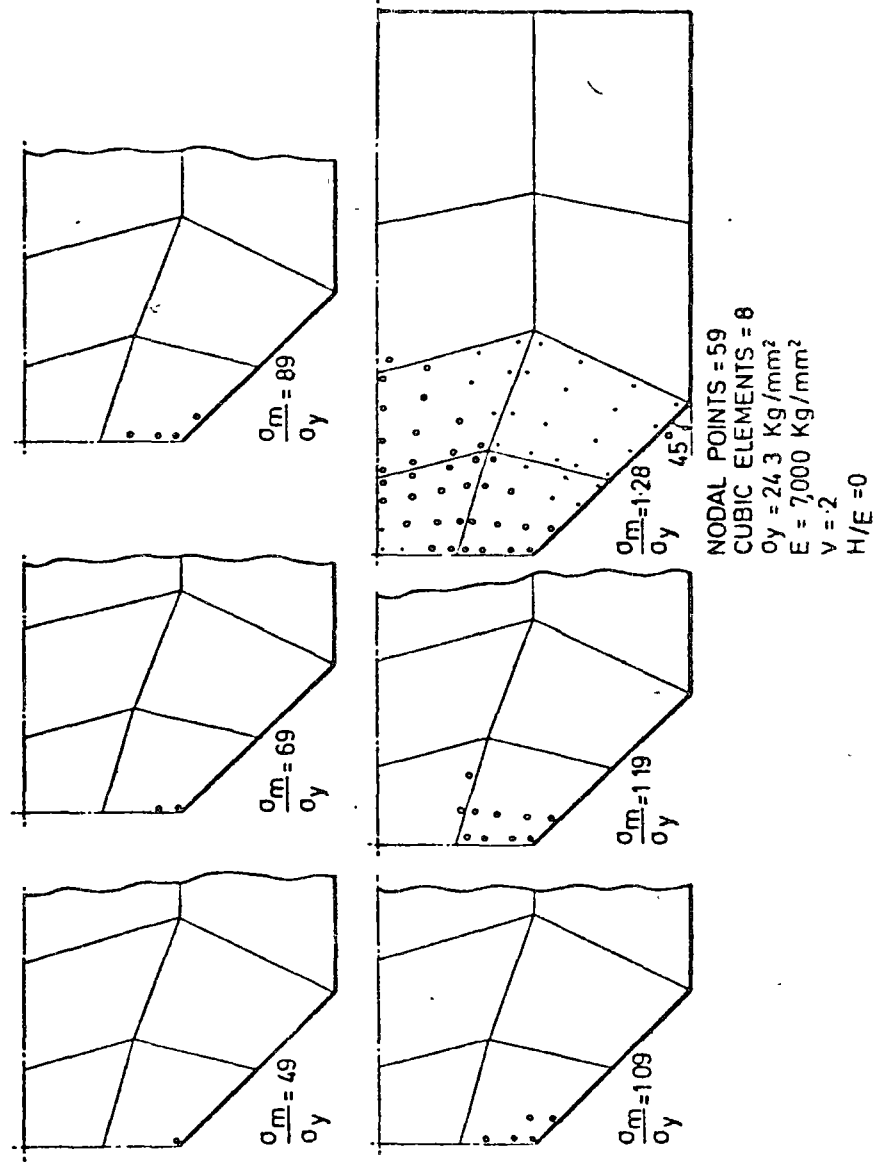


FIG 18 NOTCHED SPECIMENS PLASTIC ZONES FOR VARIOUS LOAD INCREMENTS NOTE SMOOTH SPREAD THROUGH INTEGRATING POINTS (1, 4)

applications is in automatic generation of mesh subdivisions for simple triangular networks after representing the surface by a small number of curved elements<sup>(39)</sup>. Fig. 19 shows some meshes so created which have already proved to provide one of the most powerful tools for the purpose. Doubtless other similar applications will arise.

In the introduction we have mentioned the possibility of combining the surface description methods of Computer Aided Design with analysis subdivisions of isoparametric elements. The elements so far described do not lead to surfaces with slope continuity and as such do not describe smooth surfaces with complete accuracy. An obvious way out of this dilemma is the use of Hermitian type functions of cubic type for the elements. Here the nodal variables include now not only the co-ordinates but the derivatives of these<sup>(7)</sup>. In the purely geometrical aspects this as is well known introduces certain difficulties of scaling - for the analysis point of view it necessitates the use of cubic polynomial expansion. Thus it is possible to force a larger use of such functions purely as a means of mesh generation for a start of automatic stress analysis. Interesting possibilities certainly lie ahead.

REFERENCES

1. I. C. Taig 'Structural analysis by the matrix displacement method'  
Engl. Elect. Aviation Report No. 5017, 1961.
2. B. H. Irons 'Numerical Integration applied to finite element methods'  
Conf. on Use of Digital Computers in Struct. Eng., Univ. of Newcastle, 1961
3. B. H. Irons 'Engineering application of numerical integration in stiffness method'  
J.A.I.A.A. 14 2035-7, 1966.
4. J. Ergatoudis, B. H. Irons and O. C. Zienkiewicz 'Three dimensional stress analysis of arch dams.' Report to the Arch Dams Committee of the Inst. Civil Eng. AD/1735 (C/R/58/66), 1966.
5. J. Ergatoudis, B. H. Irons and O. C. Zienkiewicz 'Curved, Isoparametric, quadrilateral elements for finite element analysis'  
Int. J. Solids Struct. 4 31-42, 1968.
6. J. Ergatoudis, B. H. Irons and O. C. Zienkiewicz 'Three dimensional analysis of arch dams and their foundations'  
Symp. Arch Dams, Inst. Civ. Eng. London, 1968.
7. O. C. Zienkiewicz, B. H. Irons, J. Ergatoudis, S. Ahmad, F. C. Scott Isoparametric and associated element families for two and three-dimensional analysis  
Proc. on 'Finite El. Meth in Stress Analysis'  
edited I. Holand and K. Bell. Trondheim Techn. Univ. 1969.

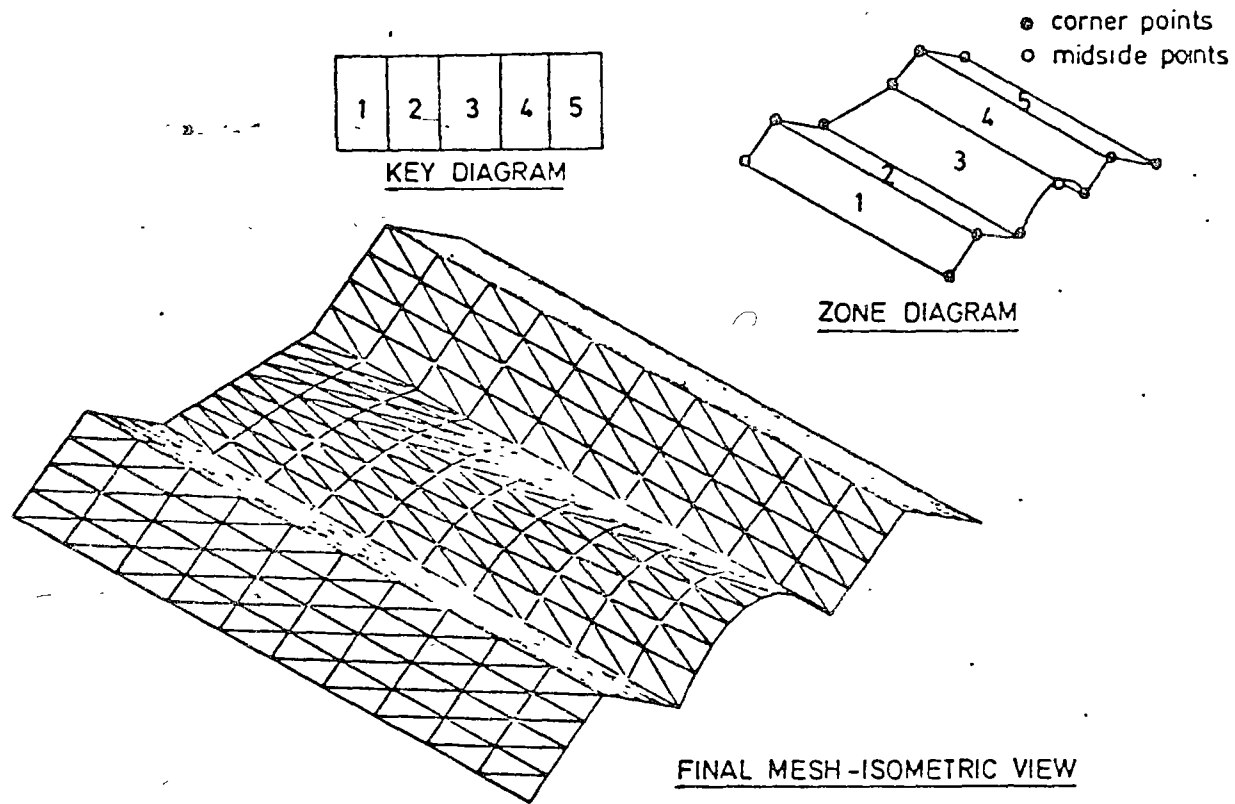
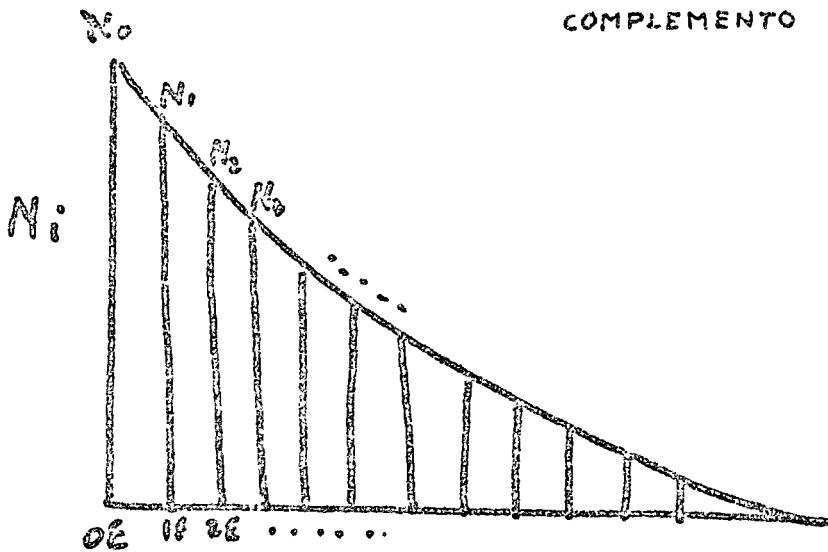


FIG 19. AUTOMATIC MESH GENERATION BY ISOPARAMETRIC ELEMENTS

21. S. F. Pawsley and R. W. Clough  
Improved numerical integration of thick shell finite elements.  
Int. J. Num. Meth. Eng. (to be published).
22. W. B. Jordan  
'The plane isoparametric structural element'  
Gen. El. Col. report. MAPL-7112  
Schenectady, N.Y., Feb. 1970.
23. G. C. Nayak  
'Plasticity and large deformation problems by finite element method'  
Ph.D. Thesis. Univ. of Wales, Swansea 1971.
24. O. C. Zienkiewicz and G. C. Nayak  
'A general approach to problems of plasticity and large deformation using isoparametric elements'  
(To be published).
25. O. C. Zienkiewicz and D. V. Phillips  
'An automatic mesh generation scheme for plane and curved surfaces by iso-parametric coordinates.'  
Int. J. Num. Meth. in Eng.  
(To be published)
26. S. A. Coons  
'Surfaces for computer aided design of space forms'  
M.I.T. Project MAC  
M.A.C.-TR-41 1967.
27. A. R. Forrest  
'Curves and surfaces for computer aided design'  
CAD Group, Cambridge, England, 1966.
28. O. C. Zienkiewicz  
'The Finite Element Method in Eng. Science'  
McGraw Hill, 2nd ed. 1971.
29. E. H. Irons  
Discussion p. 228-30  
'Finite Element Techniques in Struct. Mech.'  
ed. I. Iyengar & C. Brebbia  
Southampton Univ. Press, 1970.
30. P. C. Dunne  
'Complete polynomial displacement fields for finite element methods'  
Trans. Roy. Aero Soc. 72 245, 1968.
31. R. L. Taylor  
'On completeness of shape functions for finite element analysis'  
Int. J. Num. Meth. in Eng.  
To be published.
32. B. Best  
'An investigation into the use of finite element methods for analysing stress distributions in block jointed masses'  
Ph.D. thesis, James Cook University, Australia, 1971.
33. E. H. Irons  
'Quadrature rules for brick based finite elements'  
Int. J. Num. Meth. Eng. v.3. p.293-4, 1971.
34. A. H. Stroud and D. Secrest  
Gaussian quadrature formulae  
Prentice Hall, Eaglewood Cliffs, 1966.
35. B. M. Irons  
Economical Computer techniques for numerically integrated elements.  
Int. J. Num. Meth. Eng. v.1, p.201-3, 1969.
36. W. P. Doherty, E. L. Wilson and R. L. Taylor  
'Stress analysis of axisymmetric solids utilizing higher order quadrilateral finite elements'  
Struct. Eng. Lab.  
Univ. of Calif. Berkeley, 1969.
37. R. Delpal  
Axisymmetric Vibration of Shells of revolution by the finite element method.  
Univ. of Wales, Swansea, 1967.

8. O. C. Zienkiewicz, E. M. Irons, J. Campbell, P. Scott  
 'Three dimensional stress analysis'  
 Int. Un. Th. Appl. Mech.  
 Symp. on high speed computing in  
 elasticity. Liège 1970.
9. O. C. Zienkiewicz & C. J. Parakk  
 'Transient field problems; two-  
 and three dimensional analysis by  
 isoparametric finite elements'  
 Int. J. Num. Meth. Eng. 2, p.61-71, 1970.
10. J. E. Argyris, K. E. Buck, D. W. Scherpf, H. W. Hilber and  
 G. Marcinek  
 'Some new elements for the matrix  
 displacement method'  
 Proc. 2nd Conf. on Matrix Methods in  
 Struct. Mech.  
 Wright Patterson AFFDL-TP-68-150  
 p.333-338 1968.
11. J. Ergatoudis  
 'Quadrilateral elements in plane analysis'  
 M.Sc. thesis, Univ. of Wales, Swansea 1966.
12. S. A. Fjeld  
 'Three dimensional theory of elasticity'  
 Proc. on 'Finite El. Meth in Stress  
 Analysis'  
 edited I. Holand and K. Bell. Trondheim  
 Techn. Univ. 1969.
13. J. E. Argyris  
 'The Lumina element for matrix displace-  
 ment method'  
 The Aeronautical J. of Roy. Aero. Soc.  
 72 p. 514- 1968
14. J. E. Argyris, I. Fried and D. W. Scherpf  
 'The Herres 8 element for the matrix  
 displ. method.' The Aero J. of Roy. Aero  
 Soc. 72, p.613, 1968
15. P. L. Clough  
 'Comparison of three dimensional elements'  
 p.1-26 of Symp. on Application of finite  
 element methods in Civil Eng.  
 Vanderbilt Univ. U.S.A. 1969.
16. T. K. Hellen & H. A. Ponev  
 'The application of three dimensional  
 elements to a cylinder-cylinder  
 intersection'  
 Int. J. Num. Meth. Eng. 2 415-18, 1970
17. S. Ahmad, E. M. Irons and O. C. Zienkiewicz  
 'Curved thick shell and membrane  
 elements with particular reference  
 to axisymmetric problems'  
 Proc. 2nd Conf. on Matrix Methods in  
 Struct. Mech.  
 Wright Patterson AFFDL-TR-68-150  
 p.539 - 572 1968.
18. S. Ahmad, E. M. Irons, O. C. Zienkiewicz  
 'Analysis of thick and thin shell  
 structures by curved finite elements'  
 Int. J. N. M. Eng. 2 419-51, 1970.
19. S. Ahmad, R. G. Anderson, O. C. Zienkiewicz  
 'Vibration of thick curved shells with  
 particular reference to turbine blades'  
 Int. J. Strain Analysis  
 v.5, p. 200 - 206. 1970.
20. O. C. Zienkiewicz, P. L. Taylor, J. N. Too  
 'Reduced integration technique in  
 general analysis of plates and shells'  
 Int. J. Num. Meth. Eng. 3 275-90, 1971.





integrando la ecuación anterior queda

$$\ln N = -\beta e + c \quad ; \quad \beta \text{ parámetro que después definiremos}$$

Para determinar el valor de la constante C para el nivel en que hay  $N_0$  ~~partículas~~ <sup>partículas</sup> tendremos

$$\ln N_0 = -\beta e_0 + C$$

Para el nivel de  $N_i$  será

$$\ln N_i = -\beta e_i + C$$

y restando una de otra queda

$$\ln N_i - \ln N_0 = -\beta e_i + \beta e_0$$

$$\ln N_i = \ln N_0 - \beta (e_i - e_0) \text{ y tomando antilogaritmos queda :}$$

$$N_i = N_0 e^{-\beta (e_i - e_0)} \text{ ecuación que también se puede escribir :}$$

$$\frac{N_{i+1}}{N_i} = e^{-\beta (e_{i+1} - e_i)}$$

Esta es la Ley de Distribución de Boltzmann.-

Tiene una gran importancia pues nos da la distribución más probable de las partículas distinguibles a través de un grupo de niveles de energía "igualmente probables" y uniformemente, "igualmente probables" significa que cada nivel de energía tiene el mismo grado de disponibilidad para cada partícula.

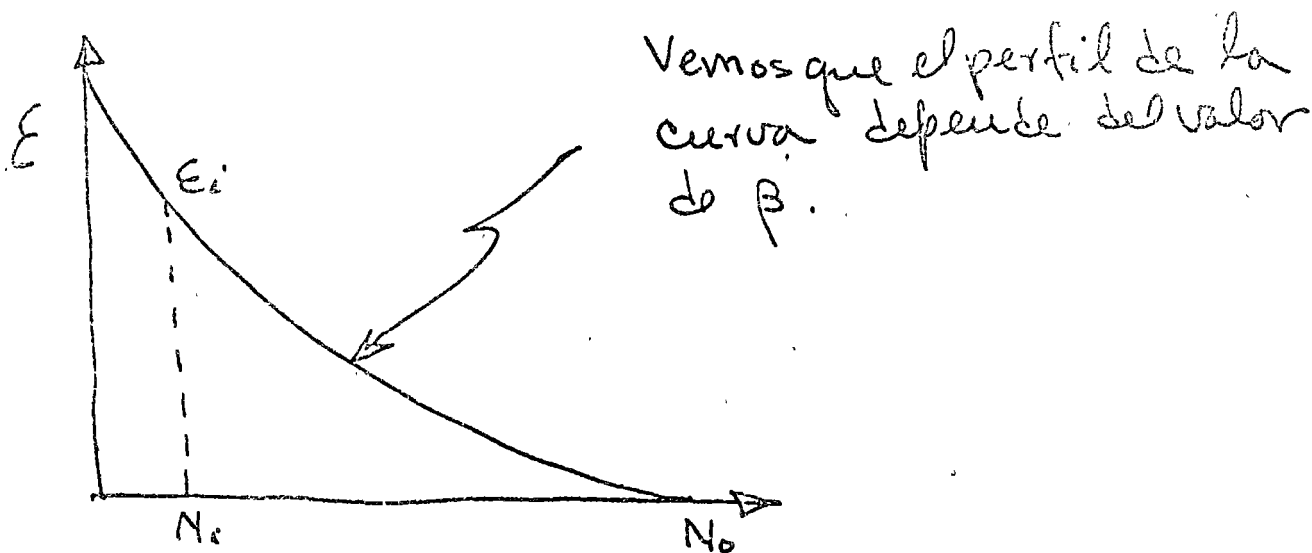
El conjunto de niveles de energía disponibles están internamente relacionados con el VOLUMEN, y de hecho es el volumen (impenetrabilidad de la materia).

reapacidos.

## INTERPRETACION DE $\beta$

Cuando la energía — del sistema aumenta y tanto el volumen (Niveles de energía) como el número de partículas permanecen constantes, algunas partículas saltarán a niveles superiores disminuyendo en los de baja energía, pero como el número de niveles NO cambia lo que sucede es que existe una disminución en la población de los niveles bajos y consecuentemente en el valor de  $\beta$ , pero por otro lado sabemos que al aumentar la energía a volumen cte aumenta la temperatura lo que nos sugiere que  $\beta$  es inversamente proporcional a la Temperatura.

Si la gráfica de la Ley de Distribución de Boltzmann es :



De hecho se puede demostrar fácilmente que

$$\beta = \frac{1}{kT} \quad k = \text{cte de Boltzmann.}$$

Efecto de la adición de calor sobre el macroestado más probable.

Si los niveles de energía disponibles permanece constante durante la adición de calor el incremento de la energía del sistema será

$$\Delta E = E_n - E_m \quad (\text{energía necesaria}$$

para elevar una partícula del nivel  $E_m$  al  $E_n$ .)

Si se transfieren  $p$  partículas, la energía requerida será  $p\Delta E$ ; las partículas se distribuirán conforme a la Ley de Boltzmann

$$N_i = N_0 e^{-\beta(E_i - E_0)}$$

y el cambio en el número de microestados en los macroestados inicial y final se puede demostrar que está dado por :

$$\frac{w^*}{w} = \left( \frac{N_m}{N_n} \right)^p = \frac{(N_0 e^{-\beta \epsilon_m})^p}{(N_0 e^{-\beta \epsilon_n})^p} \quad \text{o bien}$$

$$\frac{w^*}{w} = e^{\beta (\epsilon_n - \epsilon_m)p} = e^{\beta p \Delta \epsilon}$$

$$\boxed{\frac{w^*}{w} = e^{\beta p \Delta \epsilon}}$$

Si hacemos  $p \Delta \epsilon = \delta Q$  y tomando logaritmos queda :

$$\ln w^* - \ln w = \Delta \ln W = \beta \delta Q$$

Como vimos se llegó a la ecuación anterior cuando  $p$  partículas se transfirieron del Nivel  $\epsilon_m$  al nivel  $\epsilon_n$  ó bien pudo ser del  $\epsilon_n$  al  $\epsilon_m$  en cuyo caso  $\delta Q$  será negativa, por lo tanto si los niveles  $\epsilon_m$  y  $\epsilon_n$  son arbitrarios se concluye que "Para un sistema de partículas que sigan la Ley de distribución Boltzman, el cambio que en el  $W$  se produce al adicionar o quitar energía depende solamente de la cantidad de energía involucrada y NO del número de partículas involucrado ni de los niveles particulares entre los cuales se intercambia.

De todo lo anterior concluimos que para la distribución de la energía entre las partículas de un sistema existe una tendencia natural a adoptar aquella distribución para la cual el número de "diferentes maneras" en que la energía se puede distribuir es el máximo esto es el macroestado para el cual el número de microestados es el más grande a este hecho se le reconoce como una "Ley básica de la naturaleza" y constituye una característica importante o Propiedad de la sustancia y se le llama

Eutropía  $S$  tal que

$$S = f(W)$$

por otra parte habíamos encontrado

$$\delta Q = \Delta \ln W$$

se puede demostrar fácilmente que si  $ds = \frac{dQ}{T}$  y  $\beta = \frac{1}{kT}$  resulta que :

$$\boxed{S = k \ln W}$$

Resumen :

Hemos demostrado que la distribución de la energía entre las partículas de un sistema obedece a la Ley de Boltzman, basados en el principio fundamental de la mecánica estadística ó "Postulado de probabilidades a priori iguales" que dice :

"La probabilidad de ocurrencia es la misma para todas las partículas" ó "todo microestado es igualmente probable"

La observación arroja una probabilidad enorme de encontrar al sistema en equilibrio en un macroestado de configuración predominante  $\{C.P\}$ , pero no se puede descartar la posibilidad de otras configuraciones y ésto es lo que se conoce como "fluctuaciones - que son detectables" y que dan explicación al origen de los siguientes fenómenos:

- "Movimiento Browniano" en general y que para el caso del movimiento.
- Browniano de los electrones produce el llamado "Ruido de Jhonson"
- "El calor azul del cielo, etc."

Los rearreglos entre configuraciones predominantes con los que no lo son producen resultados NO detectables (infinitesimales).

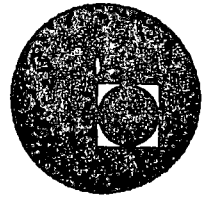
De lo que concluimos que para un observador sólo existirá una configuración la  $\{C.P\}$  cuyas propiedades son idénticas a las propiedades medias del conjunto, lo que permite predecir con toda exactitud las propiedades macroscópicas del sistema a partir de las correspondientes a este macroestado de  $\{C.P\}$

## Bibliografía:

- Thermophysics. - Warren Giedt  
Van Nostrand - 1971
- Thermodynamics. - William C. Reynolds 2<sup>nd</sup> Ed.  
McGraw-Hill Book Company
- Termodinámica José A. Mauriquel  
Rafael S. Corderas  
Harla, S. A. de C. U.



centro de educación continua  
división de estudios superiores  
facultad de ingeniería, unam



DISEÑO, OPERACION Y MANTENIMIENTO DE CALDERAS  
Y RECIPIENTES A PRESION



Ing. Jorge Raúl Vizcaino



ESTADO DE GOIÁS GOVERNADOR DO ESTADO  
SECRETARIA DE EDUCAÇÃO E CULTURA  
SECRETARIA DE EDUCAÇÃO E CULTURA



## GENERADORES DE VAPOR

TECNICAS DE LOS LIMITES DE OPERACION Y CONTROL DE LOS PARAMETROS EN SU FASE CRITICA.

### INTRODUCCION

#### 1.- OPERACION

##### A) RECEPCION Y PUESTA EN MARCHA DE UNA NUEVA UNIDAD

- 1.- CONOCIMIENTO Y FAMILIARIZACION CON EL NUEVO EQUIPO
- 2.- INSPECCION Y LIMPIEZA
- 3.- SECADO DEL REFRACTARIO
- 4.- LIMPIEZA QUIMICA
- 5.- CALIBRACION DE VALVULAS DE SEGURIDAD Y PUESTA EN LINEA
- 6.- PRUEBAS DE RECEPCION

##### B) OPERACION DE RUTINA

- 1.- CALDERAS DE BAJA PRESION
- 2.- CALDERAS DE ALTA PRESION

##### C) FALLAS MAS COMUNES Y SU PREVENCION

- 1.- SOBREPRESIONES DE VAPOR
- 2.- DEBILITAMIENTO DE LA ESTRUCTURA
- 3.- MANEJO INAPROPIADO DEL EQUIPO DE COMBUSTION

##### D) IMPORTANCIA DEL TRATAMIENTO DEL AGUA DE ALIMENTACION

## II MANTENIMIENTO

### A) MANTENIMIENTO EXTERNO

### B) MANTENIMIENTO INTERNO

## III MONTAJE

### A) PROGRAMACION DE MONTAJE

### B) PROCEDIMIENTOS DE MONTAJES

### C) PRUEBAS DE INSPECCION



## INTRODUCCION

El término caldera de potencia puede definirse como un recipiente a presión, en el cual el vapor se genera, para uso externo a la caldera a una presión superior a  $1.05 \text{Kg/cm}^2$  ( $15 \text{ /b/Plg}^2$ ), mediante aplicación de calor, obtenido de la combustión de un combustible (sólido, líquido o gaseoso), de los gases residuales calientes desechados de otras reacciones químicas, o de la aplicación de energía eléctrica.

La presente plática se enfoca principalmente al punto de vista de su operación, mantenimiento y construcción o sea el considerar factores de campo o de sitio de su instalación.

No se pretende bajo ningún concepto, tratar de formular un conjunto de reglas aplicables a todos los tipos y capacidades de plantas, sino tan solo presentar un estudio de medidas y recomendaciones aconsejables que puedan auxiliar a todas aquellas personas que tengan que ver con el aspecto de una caldera de potencia en las 3 fases anteriormente mencionadas, y de acuerdo a la tecnología y experiencia que actualmente se está usando en México.

## I OPERACION

### A) RECEPCION Y PUESTA EN MARCHA DE UNA NUEVA UNIDAD

#### 1.- Conocimiento y familiarización con el nuevo equipo.

Es de vital importancia que todas aquellas personas que en un grado u otro de responsabilidad, intervengan en la operación de una nueva unidad, se comprometan en forma exhaustiva en el conocimiento de todo el equipo que tendrán que operar, para de esa manera aprender lo que la unidad es capaz de desarrollar bajo una operación inteligente y lograr un funcionamiento eficiente bajo todos sus aspectos y al mismo tiempo minimizar los riesgos de fallas en el equipo y accidentes personales.

La información proporcionada por el fabricante en forma de manual de operación y planos de la unidad, aunados a comprobaciones físicas de la disposición del equipo ayuda en buena parte a la familiarización del personal con la nueva unidad.

## 2.- INSPECCION Y LIMPIEZA

Será necesario comenzar verificando con el fabricante o montador de la unidad, el certificado de Prueba - Hidrostática y la limpieza absoluta, tanto de pasos - de agua y vapor en las partes a presión, como de todas los pasos de gases. La verificación física de esta - última condición es requisito indispensable.

- a) Es recomendable asegurarse que los interiores del Domo de Vapor esten perfectamente montados y sellados de acuerdo a las recomendaciones del fabricante.
- b) Es necesario remover cualquier material inflamable del Horno y de los pasos de gases. La presencia de dicho material puede ocasionar explosiones durante el periodo de puesta en marcha.
- c) Se deberá verificar y ajustar el equipo de combustión de acuerdo a las recomendaciones que el fabricante - proporcione.
- d) Es conveniente lavar todas las tuberías auxiliares conectadas a la unidad con el mismo fluido que transportarán en su operación normal y corroborar que esten libres de cualquier obstrucción.
- e) Se deberá comprobar el normal funcionamiento de todas las válvulas conectadas a la unidad, así como columnas de agua y manómetros.

- f) Se deberá comprobar el normal funcionamiento de todos los equipos auxiliares como lo son, ventiladores, bombas de agua y combustible (en el caso de combustibles líquidos) y compuertas.
- g) El equipo de medición e instrumentación, deberá - estar listo para operar en forma manual, o sea que el accionamiento de compuertas y válvulas se pueda hacer del tablero general.

### 3.- SECADO DEL REFRACTARIO

El refractario de la unidad deberá ser expuesto a un bajo fuego por un periodo que puede oscilar de 3 días a 1 semana dependiendo de la cantidad de refractario, del grueso de sus paredes y de las condiciones en que fué instalado. Es imprescindible que la unidad se - - llene con agua de calidad semejante a la que se usará en operación normal, se mantenga el nivel adecuado y se llegue a una temperatura de agua que permita ver el escape de vapor por la ventila del Domo de Vapor y - permanezcan abiertos los drenajes del sobrecalentador. No se deberá levantar presión de vapor.

En unidades pequeñas o de mediana capacidad, general - mente se usa leña colocada en el piso del horno para el proceso de secado. Para unidades de alta capacidad o - grandes instalaciones, se deberá hacer uso del equipo de combustión instalado, prendiendo por pequeños periodos de tiempo un solo quemador y purgando adecuadamente por periodos mínimos de 5 minutos. Se deberá tener cuidado que la temperatura de gases no sobrepase 400°C a la - entrada del sobrecalentador.

### 4.- LIMPIEZA QUIMICA

Dado que la unidad, en sus partes a presión guarda un cierto contenido de impurezas que pueden ser grasa (en

el caso de tubos rolados en domos y cabezales), cascarilla metálica y algunas veces tierra o polvo proveniente del almacenamiento, es necesario efectuar una limpieza interna de dichas partes para asegurar la eliminación de futuros problemas en su operación normal.

Los métodos que actualmente se siguen para alcanzar este propósito son los siguientes:

- a) Hervido alcalino
- b) Lavado ácido
- c) Una combinación de las 2 primeras

El método más comúnmente usado en México es el hervido alcalino, por la simplicidad de su uso y la efectividad que puede lograrse. El lavado ácido está tomando gran incremento por el desarrollo de nuevos métodos y sustancias que facilitan su aplicación. Es altamente recomendable para unidades que trabajarán a muy alta presión (arriba de 75 Kg/cm<sup>2</sup>).

El método que aquí describiremos es el Hervido Alcalino.

A 1.- Con agua en la unidad, se deberán alimentar químicos en la siguiente concentración: (Se puede hacer uso de cualquiera de las 4 alternativas.)

J.- Fosfato Trisódico	2500 PPM
Sosa Cáustica	2500 PPM
K.- Fosfato Trisódico	5000 PPM
Sosa Cáustica	500 PPM
L.- Fosfato Trisódico	1500 PPM
Sosa Cáustica	1500 PPM
Carbonato de Sodio	1500 PPM
M.- Sosa Cáustica	3000 PPM
Carbonato de Sodio	3000 PPM

De preferencia estas substancias deberán ser alimentadas al Domo de Vapor por alguna conexión existente y perfectamente diluidas en agua.

A 2 Posteriormente se deberá levantar presión hasta alcanzar los siguientes límites.

Primeras 24 horas, 15% de la presión de trabajo  
Sigüientes 24 horas, 30% de la presión de trabajo  
Sigüientes 24 horas, 50% de la presión de trabajo

La duración del hervido, dependerá de que tanta limpieza es requerida. Prácticamente, 72 horas es un periodo de tiempo con el que se logran magníficos resultados.

Es también recomendable que una vez lograda la presión del periodo que corresponda, dejar bajar la presión 50% y después nuevamente volverla a levantar, esto ayudará a desprenderse la cascarilla metálica que pueda existir en las superficies - internas por el cambio en la temperatura de saturación.

Después de las primeras 24 horas, es muy importante empezar a recoger muestras de la purga de fondo y de la purga continua, haciendo análisis químicos para comprobar la existencia de:

Un PH mayor de 11.5  
Presencia de grasa  
Presencia de Oxido de Fierro

El análisis visual de las muestras también irá aportando - - información que ayude a definir el tipo de limpieza que se - está logrando.

Después de las 48 horas, se debe de haber logrado lo mencionado en los 3 incisos anteriores y además la observación visual - debiera haber aparecido con un ...

color rojizo.

A partir de las 60 horas, se deberán empezar a hacer purgas de fondo en la proporción de bajar un nivel completo de la columna de agua, reponiendo en seguida a nivel normal. Esto será con objeto de bajar la concentración y al mismo tiempo expulsar toda la suciedad recolectada.

A 3 La forma de levantar presión más recomendable es usar el equipo de combustión lo cual da la oportunidad de irlo probando. En el caso de instalaciones de 2 o más quemadores, únicamente se deberá usar un solo quemador e irlos probando uno a la vez. Cada vez que se encienda un quemador, se deberá purgar la unidad por un periodo mínimo de 5 minutos a un regimen de flujo de aire del 60%.

Es muy común encontrar en el caso de combustibles líquidos, a un regimen muy bajo de combustión y en hornos de gran capacidad, la condensación de combustible que no se alcanza a quemar en las superficies frías del horno, y lo cual resulta en una condición bastante peligrosa de manejar, esto deberá evitarse usando atomizadores que lleven aire comprimido o vapor y a la vez trabajar con excesos de aire que no sobrepase el 20%.

Otra recomendación es el poder contar con operadores que tengan experiencia y que sean los que se van a quedar en la operación normal.

Para el levantamiento de presión se recomienda como regla general no sobrepasar un regimen de 37°C/hr. en la temperatura de saturación.

Para protección de sobrecalentadores, se deberán dejar los drenajes del último paso completamente abiertos, para

de esa manera enfriar dicha superficie con el vapor que pase a través de los elementos.

Otra medida de precaución es no dejar que los gases que lleguen al sobrecalentador sobrepasen 400°C, y la otra es ir comprobando temperatura de metal en los elementos que no sobrepasen su temperatura de trabajo.

Durante el hervido no se deberá permitir la generación de vapor para ningún uso.

En el caso de que la unidad cuente con economizador, se deberá proteger cuidando que la válvula en la línea de recirculación entre domo de vapor y entrada al economizador permanezca totalmente abierta.

#### 5.-CALIBRACION DE VALVULAS DE SEGURIDAD Y PUESTA EN LINEA

Una vez terminado el hervido, todas las superficies - - internas de partes a presión deberán ser inspeccionadas para corroborar su grado de limpieza y lavar enérgicamente con chorro de agua limpia. También se deberá inspeccionar toda la unidad y equipo auxiliar en busca de detalles o fallas que pudieran haber surgido hasta esta etapa.

Después de lo anterior, la unidad deberá ser preparada para colocarse en línea. El paso anterior será la calibración - de válvulas de seguridad, para lo cual será necesario conocer de antemano los valores de apertura y cierre de cada válvula y además contar con un manómetro que previamente haya sido calibrado y certificado. No se permita que la calibración o ajuste de una válvula de seguridad la efectúe sino una persona competente y autorizada, y familiarizada con la operación y construcción de válvulas de seguridad.

Se deberá ir probando cada una de las válvulas, una por una y comenzando con la válvula que tenga mayor presión de apertura, dejando las otras con el disco fijo al asiento de la válvula por medio de un dispositivo adecuado para este bloqueo.

La calibración deberá hacerse, guardando los siguientes límites.

PRESION ESTIPULADA	VARIACION PERMITIDA
1.0 a 5 Kg/cm <sup>2</sup>	0.14 kg/cm <sup>2</sup>
5.1 a 21 kg/cm <sup>2</sup>	3%
Mayor de 21 kg/cm <sup>2</sup>	0.70 kg/cm <sup>2</sup>

Bajo ninguna circunstancia se deberá sobrepasar la presión de diseño de la unidad. Para asegurar la capacidad y operación satisfactoria no debe reducirse la diferencia de apertura y cierre marcada en la válvula.

Si la presión de escape de una válvula de seguridad se va a más de 10% arriba ó abajo de la presión para la cual el resorte fué diseñado, se tendrá que reemplazar dicho resorte por otro que haya sido diseñado para dicha presión.

Antes de poner la unidad en línea es muy conveniente efectuar un soplado de vapor a través del sobrecalentador y tubería principal con objeto de eliminar cualquier posible suciedad que pudiera dañar en operación a los equipos que vayan conectados a dicha línea. Los dos métodos que pueden seguirse se describen a continuación:

-Apagando completamente quemadores y soplando la línea con una caída de presión en el Domo que no sobrepase a una diferencial equivalente a 42°C en temperatura de saturación.

-Manteniendo un régimen de fuego en quemadores y estrangulando la válvula principal de salida de vapor, hasta lograr un equilibrio entre el régimen de fuego y el flujo de vapor que



Se trate de hacer pasar.

Posteriormente la unidad podrá ser puesta en servicio. Una vez logrado, y asegurándose que se mantiene un flujo de vapor mínimo, se podrán cerrar los drenajes del sobrecalentador y se podrá cerrar la válvula de la línea de recirculación de Domo de Vapor a Economizador.

Se recomienda no someter la unidad durante este periodo a regímenes altos de carga, sino esperar a un calentamiento gradual de todas las partes y después empezar a subir carga en forma lenta y gradual.

#### 6.- PRUEBAS DE RECEPCION

En la determinación de la recepción de una unidad generadora de vapor, queda en forma general implícito las características relativas a la operación que comprenden, capacidad de evaporación, presión de vapor, temperatura de vapor, rangos de control, caídas de presión, tiros, comportamiento general del equipo auxiliar y en muchas ocasiones el comportamiento del equipo en el que la unidad presta su servicio.

El alcance de las pruebas a las que se someta la unidad, así como el análisis del comportamiento de su operación, deberá llevar como finalidad alcanzar 2 objetivos.

- a) Comprobar en forma clara, que la unidad opera dentro de los rangos establecidos en su compra o bien definir cuales son sus desviaciones.
- b) Obtener una guía poderosa y evidente de los rangos favorables para operación eficiente y económica y que pueda encauzarse a una programación sencilla y clara en comprobaciones periódicas que son las que rigen la pauta de su comportamiento y la ayuda inmediata de la persona responsable del equipo en general.

## B.- OPERACION DE RUTINA

La mayor parte de los componentes de una caldera, así como sus auxiliares están incorporados llevando primordialmente la idea de seguridad en operación. Trataré del aspecto de operación llevando como objetivos el tratar de alcanzar máxima seguridad, confiabilidad y la mejor eficiencia posible.

### 1.- CALDERAS DE BAJA PRESION

Generalmente vienen equipadas con un sistema de control muy completo. (o al menos es la tendencia actual) y se usan en la industria en general, edificios comerciales e instituciones públicas. Deberemos reconocer que este tipo de unidades generalmente trabajan sin la atención constante de personas instruidas en el manejo adecuado, o bien con una deficiente supervisión por parte de sus superiores. Por supuesto que esto puede ser entendido bajo el término de economías por Ingeniería, ya que el equipo está diseñado para operar en forma automática.

Sin embargo el verdadero problema de seguridad comienza cuando dichos equipos no reciben la atención adecuada o bien en forma por demás escueta. A pesar de las frecuentes recomendaciones por parte de fabricantes de calderas, asesores técnicos, o bien de las compañías de seguros, muchos dueños de este tipo de calderas todavía piensan que mientras la unidad produzca vapor, no hay necesidad de preocuparse por ella en cuanto a operación o mantenimiento se refiere. Aparentemente esta actitud no cambiará en el futuro cercano, o al menos si algo se llega a dar será mantenimiento.

De cualquier forma sabemos que no obstante lo automatizado que una unidad pueda estar, un grado relativo de vigilancia en la operación y otro de mantenimiento, -

siempre será necesario.

El grado de avance que se tiene en tecnología a la fecha todavía no nos permite pensar en el tipo de unidades que se programe por si sola para auto limpiarse o para auto ajustarse.

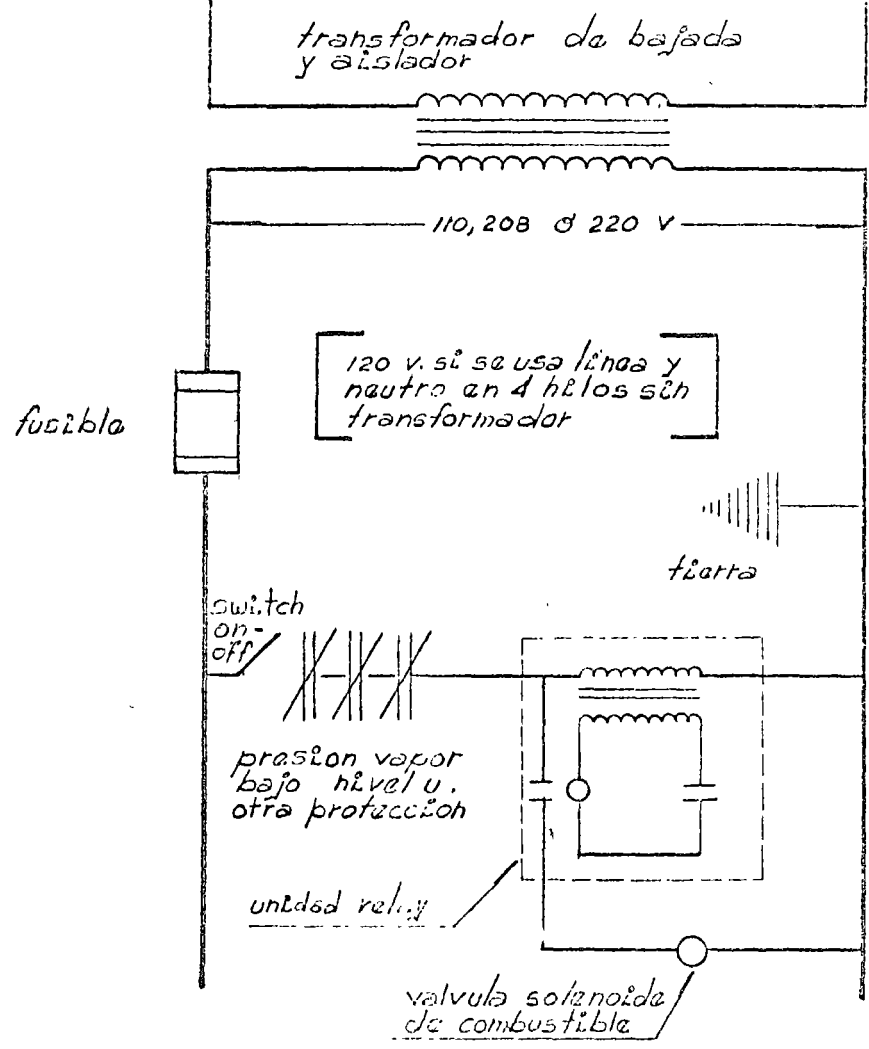
Uno de los aspectos que más claramente ilustran lo mencionado, son las válvulas de seguridad, las cuales se fabrican con estrictas medidas de control de calidad, son ajustadas en fábrica para su presión de apertura y cierre, y al iniciarse la operación se vuelven a ajustar nuevamente. Sin embargo serios accidentes han ocurrido a calderas de baja presión por no operar adecuadamente las válvulas de seguridad, carencia de mantenimiento puede ser una causa, error de diseño o fabricación puede ser otra causa, pero al final nos daremos cuenta, o llegaremos a la conclusión que una válvula de seguridad es un mecanismo que no puede fallar o volverse inoperante, y esto tiene que ser probado o bien darse cuenta de ellos por el personal de operación.

La unidad entera deberá ser considerada en una verdadera evaluación para seguridad: Partes a presión, lado de fuego y gases y sistemas de control y protección. Trataremos aquí brevemente del aspecto de protección eléctrica que mucho tiene que ver con el tipo de calderas que estamos tratando. El ejemplo se refiere a una unidad de baja presión totalmente automática, en la cual la presión de vapor empieza a aumentar y se va por arriba de la presión de diseño y la unidad sigue en línea. Esto puede ser resultado de un mal cableado, una falla en el elemento de presión o bien una falla en el sistema de tierras en lo cual puede establecerse un corto camino. Al igual que en el caso de las válvulas de seguridad, llegaremos a la conclusión que operación tuvo que haberse dado cuenta de esta situación antes que sucediera. Se recomienda ampliamente el uso de circuitos de protección con una tierra perfectamente definida, tal como se muestra en el diagrama que se anexa (Ver Fig. No.2)

L1  
Alimentación 3 fases a Caldera

L2

L3



arrancadores motores ventiladores bombas y otros controles

Fig. 2 Sistema de protección

Para terminar enumeraremos una lista de las comprobaciones semanarias y rutinarias que se deben establecer en una unidad de baja presión:

VALVULAS DE SEGURIDAD	Accionar la válvula por medio de su manivela y cuando menos con el 70% de la presión de apertura.
COLUMNA DE AGUA O CRISTAL DE NIVEL	Abrir y cerrar el grifo inferior rapidamente y ver que el nivel se des- plaza normalmente.
CORTE POR BAJO NIVEL DE A_GUA	Purgando la columna de agua y verificando que se apague el fuego en la unidad.
BOMBA AGUA DE ALIMENTACION	Inspección visual
BOMBA DE COMBUSTIBLE	Inspección visual
OPERACION DE QUEMADOR	Verificar que su encendido es normal y que la flama es clara.

## 2.- CALDERAS DE ALTA PRESION

Presentan una serie de consideraciones diferentes en cuanto a operación y mantenimiento se refiere, pero en cuanto a factores fundamentales<sup>o</sup> siguen siendo las mismas que se han citado anteriormente o sean seguridad, confiabilidad y eficiencia. En contraste con unidades de baja presión, las de alta presión se localizan en - Industrias Privadas o bien del Gobierno, en donde es necesario contar con una organización mejor estructurada y con personal seleccionado, bien entrenado y con - mayores conocimientos técnicos.

Lo deseable es poder contar con operadores perfectamente adiestrados y supervisados por personal a nivel de Ingría. en donde se estará en íntimo contacto con las condiciones en las que se esté trabajando como lo pueden ser nivel de agua, mantener una concentración de sólidos a nivel aceptable en el agua de la caldera, prevención y remoción de depósitos incrustantes tanto de el lado de agua como de fuego y gases. En forma inherente el tipo de problemas es más complicado y se irá necesitando de mayores conocimientos técnicos. Se cita el ejemplo de la tendencia actual hacia presiones más elevadas con domos mucho más gruesos y el problema relativo al tiempo requerido para levantar presión o bien el descenso de presión en una emergencia y en lo cual se tiene que regir por los esfuerzos térmicos permitidos en los domos. Para muchos técnicos en nuestros días y con los avances logrados con diferentes tipos de materiales usados en domos, 37°C/Hr. en temperatura de saturación resulta altamente conservador, para lo cual se recomienda el uso de termopares insertados por la - parte interior y exterior de dichos domos. Los fabricantes de calderas han preparado tablas en las que se da la máxima relación permitida de incremento en temperatura - de saturación para correspondientes variaciones en temperaturas de metal.

También es de mencionarse que en este tipo de unidades, deberemos encontrarnos con personal encargado de la - -

instrumentación en que los ajustes periódicos y un normal mantenimiento nos permitan confiar en las lecturas de - - operación y los sistemas de control de protección.

También para terminar enumeraremos una lista de las comprobaciones que cuando menos 2 veces al día es necesario establecer en operación.

COLUMNA DE AGUA O CRISTAL DE NIVEL	Probar columna o nivel y comprobar con graficadores (si se tienen).
PRESION DE VAPOR	Llevar records
PRESION AGUA DE ALIMENTACION	Llevar record
TEMPERATURA DE AGUA DE ALIMENTACION	Llevar record y muy importante para comprobar eficiencia.
TEMPERATURA DE CONDENSADOS	Comprobar si permanece constante
TEMPERATURA DE GASES SALIDA CALDERA Y EXCESOS DE AIRE	Llevar record y muy importante para comprobar eficiencia. Operación quemadores y suciedad lado agua y gases.
CORTE POR BAJO NIVEL	Purgando la columna y verificando que actúe la válvula de corte de combustible (se recomienda usar circuito de prueba)
BOMBA AGUA ALIMENTACION	Inspección visual
TANQUE DE CONDENSADOS	Comprobar nivel
BOMBA DE COMBUSTIBLE	Inspección visual
OPERACION QUEMADORES	Comprobar flama y horno, deberán ser claras.
TRATAMIENTO DE AGUA	tomar muestras y mandarlas analizar evaluando resultados.
PURGAS ( FONDO Y CONTINUA)	Efectuarlas de acuerdo a la evaluación de análisis de agua. Nunca purgar cabezales del horno.

instrumentación en que los ajustes periódicos y un normal mantenimiento nos permitan confiar en las lecturas de - - operación y los sistemas de control de protección. También para terminar enumeraremos una lista de las comprobaciones que cuando menos 2 veces al día es necesario establecer en operación.

COLUMNA DE AGUA O CRISTAL DE NIVEL	Probar columna o nivel y comprobar con graficadores (si se tienen.)
PRESION DE VAPOR	Llevar records
PRESION AGUA DE ALIMENTACION	Llevar record
TEMPERATURA DE AGUA DE ALIMENTACION	Llevar record y muy importante para comprobar eficiencia.
TEMPERATURA DE CONDENSADOS	Comprobar si permanece constante
TEMPERATURA DE GASES SALIDA CALDERA Y EXCESOS DE AIRE	Llevar record y muy importante para comprobar eficiencia. Operación quemadores y suciedad lado agua y gases.
CORTE POR BAJO NIVEL	Purgando la columna y verificando que actúe la válvula de corte de combustible (se recomienda usar circuito de prueba)
BOMBA AGUA ALIMENTACION	Inspección visual
TANQUE DE CONDENSADOS	Comprobar nivel
BOMBA DE COMBUSTIBLE	Inspección visual
OPERACION QUEMADORES	Comprobar flama y horno, deberán ser claras.
TRATAMIENTO DE AGUA	Tomar muestras y mandarlas analizar evaluando resultados.
PURGAS (FONDO Y CONTINUA)	Efectuarlas de acuerdo a la - - evaluación de análisis de agua. Nunca purgar cabezales del horno.



## C.- FALLAS MAS COMUNES Y SU PRECAUSION

Existe una larga lista de las fallas en una caldera, aquí trataremos de dar una descripción de las que a nuestro juicio pueden ser las más importantes, ellas son:

- 1.- Sobrepresiones de vapor
- 2.- Debilitamiento de la estructura
- 3.- Manejo inapropiado del equipo de combustión.

### 1.- SOBREPRESION

Ya previamente se han señalado los peligros que se corren al exceder la máxima presión de trabajo de una unidad y al llegar a tener una explosión de las partes a presión, lo cual realmente es catastrófico.

Las medidas tendientes a controlar este problema pueden resumirse en lo siguiente:

- Verificar periódicamente la exactitud de manómetros.
- Tener la completa seguridad que las válvulas de seguridad actuarán correctamente en caso necesario. Es conveniente probar que las válvulas operan por si solas cuando menos una vez cada 6 meses.
- En el caso de unidades con sistemas de protección que incluya corte por alta presión, verificar este sistema cuando menos 1 vez al mes.
- Verificar que el sistema de control trabaja adecuadamente y que manda a fuego mínimo en caso de sobrepresiones.

### 2.- DEBILITAMIENTO DE LAS PARTES A PRESION

Las causas que lo llegan a producir son las siguientes:

- Sobrecalentamientos durante los arranques o bien descensos bruscos de temperatura.

Si no se alcanza a definir la duración o bien ocurrió por un buen tiempo, o no hay forma de alimentar agua, el procedimiento más seguro es el siguiente:

- Apagar quemadores instantáneamente
- No alimentar agua por ningun motivo
- Cerrar válvula principal de vapor
- Apagar ventilador de tiro forzado y purgar la unidad por medio del ventilador de tiro inducido o bien tiro natural.
- Esperar que la unidad se enfrie gradualmente y hacer evaluación de daños cuando se pueda entrar.

### 3.- MANEJO INAPROPIADO DEL EQUIPO DE COMBUSTION

A lo que nos referimos en este inciso es a las explosiones de gases en el Horno o bien en los pasos de gases. Los casos más comunes son los siguientes:

- Explosiones en el Horno durante arranques y ocasionados por la acumulación de gases de una combustión incompleta, falta de purga de gases y el encendido de un piloto o un quemador.
- Falla del ventilador de tiro forzado y continuando la inyección de combustible, o bien el trabajar los quemadores con falta de exceso de aire. En cualesquiera de estos casos lo peor que puede ocurrir es tratar de inyectar aire en forma súbita, pues eso originará la explosión si es que no ha ocurrido. Lo que se aconseja es tratar de purgar la unidad por medio del ventilador de tiro inducido o bien tiro natural.
- Fuegos en el precalentador de aire y/o ventilador de tiro inducido. Generalmente esto ocurre con combustibles líquidos y en los cuales se llega a tener una atomización deficiente. El combustible que no se llega a quemar se deposita en lo que pudiera llamarse superficies frías y con la condición de una atmósfera oxidante puede dar por

- Sobrecalentamientos en las paredes del horno originadas por operar las purgas de estos cabezales en operación.
- Bajos niveles de agua
- Corrosión interna y formación de depósitos incrustantes
- Corrosión externa ya sea ocasionada por depósitos de - - hollín o bien erosión de cualquier tipo.

En cualesquiera de estas causas, la repercusión que se llega a tener en operación en forma frecuente es la falla de un tubo o bien la experiencia de un bajo nivel. En - ambos casos, la nerviosidad, desesperación y la falta de un procedimiento claro de cómo actuar es lo que lleva a mayores problemas y a acrecentar la falla.

#### FALLA DE UN TUBO

Las más impresionantes y de mayor ruido ocurren en el Horno o sobrecalentador.

#### Procedimiento:

- Apagar quemadores inmediatamente
- Cerrar válvula principal de vapor
- Apagar ventilador de tiro forzado y purgar la unidad por medio del ventilador de tiro inducido o bien tiro natural.
- Tratar de mantener el nivel de agua hasta que la unidad haya bajado de presión lo más gradual posible.

#### BAJO NIVEL

Generalmente cuando este problema ocurre no se alcanza a definir el tiempo en que la unidad ha trabajado a nivel bajo ( a menos que se tengan graficadores), si la duración fué momentánea o bien por un periodo corto de tiempo, se tratará de reestablecer el nivel.

resultado la presencia de fuego o bien explosiones súbitas. En caso de que llegasen a ocurrir lo que se recomienda es extinguir quemadores inmediatamente, no inyectar aire y combatir el fuego localmente de preferencia con sustancias químicas.

#### D. - IMPORTANCIA DEL TRATAMIENTO DEL AGUA DE ALIMENTACION

El principal objetivo del tratamiento del agua de alimentación es eliminar problemas causados por incrustación, corrosión, arrastre y endurecimiento caústico. La tabla que se muestra al final de este capítulo resultará de buena ayuda para mantener el agua dentro de la caldera en condiciones aceptables para prevenir problemas de este tipo.

Para presiones bajas el equipo que normalmente se utiliza es suavización por medio de zeolitas.

Para presiones medias puede ser una combinación de proceso en caliente más suavización por zeolitas.

Para presiones altas, definitivamente desmineralización o evaporación mas un sistema de pulidores de condensado.

Casos especiales de alto contenido de sílice deberán tratarse por separado. El sílice es el único elemento que se logra pasar en el vapor y que ocasiona fuertes daños sobre todo en las turbinas de vapor.

Los programas de tratamiento químico interno son usados con bastante éxito para prevenir corrosión e incrustación.

El uso de desaeradores lleva como objetivo la eliminación de oxígeno y del dióxido de carbono, así como precalentar el agua de alimentación.

PRESION DE OPERACION		SOLIDOS TOTALES P P M	ALCALINIDAD TOTAL PPM	SOLIDOS EN SUSPENSION	SILICE PPM
Psig	Kg/cm <sup>2</sup>			PPM	
- 300	-21.00	3500	700	300	125
301-450	21.0-31.6	3000	600	250	90
450-600	31.6-42.18	2500	500	150	50
600-750	42.18-52.7	2000	400	100	35
750-900	52.7-63.2	1500	300	60	20
900-1000	63.2-70.3	1250	250	40	8
1000-1500	70.3-105.4	1000	200	20	2.5
1500-2000	105.4-140.6	750	150	10	1.0
2000	140.6	500	100	5	0.5

## II MANTENIMIENTO

### A) MANTENIMIENTO EXTERNO

- 1.- Del lado de fuego y gases, los depósitos de hollín y escoria, no solamente reducen la transmisión de calor, sino también llegan a incrementar la pérdida de tiro. De esa manera deberemos tener en mente que la temperatura de gases a la salida de la caldera y la pérdida de tiro son dos elementos que nos pueden servir para conocer el grado de limpieza o suciedad de las superficies externas. Es un hecho que una película de - - hollín de 3.2 mm. de espesor es equivalente como - - aislamiento a una película de asbesto de 15.9 mm.

Los sopladores de hollín son herramientas que sirven para limpiar las superficies expuestas a gases. La frecuencia de esta limpieza dependerá del tipo de - operación y naturaleza del combustible. En el caso - de quemar petróleo pesado (bunker C ó No. 6) se recomienda como mínimo hacerlo cada 8 horas. Es importante mantener un régimen alto de evaporación cuando se operen los sopladores para prevenir cualquier tipo de explosiones, también es recomendable incrementar ligeramente el tiro (en el caso de unidades con tiro balanceado).

Generalmente el fluido que se usa es vapor, pero - - también podrá usarse aire comprimido.

El lavado con agua es otro método que también puede ser usado para limpieza, debiera ser usado cuando la unidad este fuera de servicio y de preferencia deberá usarse agua con un contenido alto de PH. A bajas - cargas, los calentadores de aire pueden ser lavados con agua caliente y alto PH usando espumas colocadas de antemano en la parte superior.

## 2.- CALDERAS FUERA DE SERVICIO

- Almacenamiento en estado seco. Este procedimiento es preferible para periodos largos o bien en lugares donde puedan presentarse temperaturas de congelación.

El procedimiento es como sigue:

- La caldera deberá estar limpia y seca. Deberá aislarse adecuadamente para prevenir entradas de humedad.
- Se deberán colocar en el interior de los domos, charolas con materiales absorbentes de la humedad. tales como cal viva o gel de sílice. Después se deberá cerrar hermeticamente.
- Almacenamiento en estado húmedo. Este procedimiento es preferible para periodos cortos y cuando sea probable que la unidad se vaya a necesitar en emergencia. Tampoco deberá usarse en lugares donde puedan presentarse temperaturas de congelación.

El procedimiento es como sigue:

- La caldera limpia y vacía, deberá cerrarse y llenarse hasta el tope, con agua tratada químicamente para disminuir la corrosión. Se podrá emplear una concentración de 450 PPM de Sosa Caústica y 200 PPM de Sulfito de Sodio. Se deberá inyectar a través del sobrecalentador hasta dejar que se derrame por la ventila más alta. En esas condiciones cerrar la ventila e incrementar ligeramente la presión por arriba de la atmosférica.

## 3.- INSTRUMENTACION Y CONTROL

Los instrumentos indicadores y registradores, tales como medidores de flujo de vapor y agua de alimentación, termómetros, manómetros y medidores de combustión - -

deberán ser checados en forma periódica para asegurar que la información que proporcionan es verídica y - - confiable.

Los controles de protección, tales como bloqueo del - suministro de combustible y detectores de flama cuando se usen, deberán checarsé periódicamente para asegurar su función en cualesquier momento. Algunas veces se - puede usar circuitos de prueba para no parar el funcio\_ namiento de la unidad.

No deberá darse demasiada confianza a la operación - - continua del equipo de control automático, sino que el personal de operación deberá mantener vigilancia cons- tante para preveer cualquier posible desajuste.

#### 4.- CALENTADORES DE AIRE

El principal problema que encontraremos en calentadores de aire ya sean del tipo tubular o regenerativo es la corrosión por la presencia de acidos derivados del azufre, y ocasionados por la presencia de este elemento en el combustible y por trabajar la temperatura de metal de los tubos por abajo de la temperatura del punto de rocío.

La forma de evitar este problema o al menos minimizar esta corrosión; (partiendo que el diseño es adecuado a la instalación) puede concluirse en lo siguiente:

- 1.- Uso adecuado de pre-precalentadores de vapor para el aire de entrada al calentador, sobre todo en los - arranques.
- 2.- Uso adecuado de los ductos de derivación, tomando como base las temperaturas de gases a la entrada y a la salida así como la temperatura de aire a la entrada.



- 3.- Vigilar que se haga uso de los sopladores de hollín o bien lavados con agua. Es importante mencionar que existen casos especiales, en donde el uso de sopladores o lavados acelera el proceso de corrosión, por la presencia del agua. En estos casos el porcentaje de azufre en el combustible es muy alto, puede haber atomización defectuosa ( en el caso de combustibles líquidos) o bien la presencia de escoria que no puede ser removida por el soplador o por el lavado.

#### B) MANTENIMIENTO INTERNO

Ya se ha mencionado en este trabajo, las precauciones y los límites que se deben tratar de seguir para evitar la formación de incrustaciones en todas las partes a presión, pero especialmente en la fluxería. Es muy conveniente que cuando menos una vez al año, se pare la unidad y se someta a una severa inspección para poder darnos cuenta del estado de estas superficies y la efectividad que estamos logrando con nuestros controles en el agua de alimentación y en el agua de la caldera.

En el caso de tener que remover incrustación de nuestras superficies internas, existen dos métodos que se pueden usar:

- Limpieza mecánica
- Limpieza ácida.

En la limpieza mecánica, generalmente se usan motores ya sea movidos por aire comprimido o bien agua a presión, que mueven una herramienta especial ( piñas) y que se hace pasar a traves de todos los tubos.

En la limpieza ácida se obtiene una rapidez y una efectividad que no se puede comparar con la limpieza mecánica, pero el riesgo es un poco mayor debido a cualquier posible descuido en la operación. Actualmente se está usando una solución - -

inhibida muy débil de ácido clorhídrico con citrato de amonio o bien compuestos mucho más complejos. El procedimiento es bastante sencillo: Establecer una circulación forzada a través de todos los pasos de la solución elegida a ir tomando análisis químicos del comportamiento. Después lavar enérgicamente con agua limpia. El siguiente paso es efectuar un hervido alcalino para neutralizar - - cualquier vestigio de ácido que pudiera permanecer. Finalmente lavar con agua limpia.

## MONTAJE

### A.- PROGRAMACION DE MONTAJE

La elaboración de un programa de montaje anterior al comienzo de la fabricación de la unidad o unidades es básico porque de acuerdo con él y con la información proveniente del Departamento de Ingeniería. Compras y Fabricación se elabora el programa de producción y entregas.

El programa de montaje deberá mostrar en detalle cada una de las proyectadas secuencias de erección y de esa manera conocer de antemano toda la serie de factores que quedarán involucradas en la obra de construcción.

Como conclusión puede afirmarse que la elaboración cuidadosa y realista de un programa de montaje - asegurará en buena parte el éxito de todos sentidos de la erección de la unidad.

### B.- PROCEDIMIENTOS DE MONTAJE

#### Secuencia de Operaciones

Un generador de vapor para uso industrial de cierta capacidad, o bien el usado en una central de energía eléctrica está generalmente compuesto de estructura, domos, tubería de horno enfriada por agua, uno y dos pasos de sobrecalentamiento, economizador, calentador de aire, equipo de combustión, ventiladores, ductos para aire y gases, sopladores de hollín y otros - - artículos auxiliares. Todos ellos deben de ser posicionados y ensamblados con objeto de formar una sola unidad. La siguiente secuencia de montaje es la que se considera la más lógica y que deberá arrojar los mejores resultados:

## ESTRUCTURA Y SOPORTES

El alineamiento, nivelación y ensamble final de la estructura y soportes de un generador de vapor es el primer paso en el armado de la unidad.

Debido a que generalmente el peso total descansará en esta estructura o soportes, siempre se presta atención especial a su alineamiento y ajuste final lo cual generalmente consiste de tornillería o soldadura.

## DOMOS Y CABEZALES

Los domos constituyen el mayor componente a ser instalado en un generador de vapor y en algunos casos puede llegar a exceder de las 200 toneladas y 35 Mts. de longitud para calderas de gran capacidad. Lógicamente es la maniobra de más importancia y que exige de gran experiencia y exactitud debido a la gran cantidad de conexiones que parten de él y otros componentes asociados que limitan las tolerancias de aproximación.

En el caso de calderas autosoportadas es necesario la construcción de una estructura provisional para soportar el domo de vapor.

Los cabezales de paredes de horno y sobrecalentador generalmente quedan suspendidos del techo de tal manera que permitan expansiones laterales, quedando colgados de varillas que en su parte superior llevan rondanas de tipo mecedora con la curva orientada propiamente.

Para reducir costo y tiempo es tendencia actual el fabricar los tubos del horno formando paneles con vigas de refuerzo y amarres ya instalados de tal manera que sean fácilmente montados en su posición final.

## CONEXIONES DE FLUXERIA

La fluxería está conectada a domos y cabezales a través de dos medios;

a.- Expandidos

b.- Soldadura a tope con niples instalados en fábrica

La expansión consiste en la colocación de un extremo de flux en un orificio de domo o cabezal y después plásticamente expandido por una presión interna, que al cesar mantiene rígida la unión de tubo con placa. Esta unión representada la forma más simple y menos costosa de conectar fluxería de domos y cabezales. En algunas ocasiones en que se prevee cargas anormales y variaciones de temperatura se recomienda soldadura de sello las cuales deben de hacerse de acuerdo a - dibujos de diseño y siguiendo el procedimiento de - soldadura más adecuado.

Todas las soldaduras de partes a presión deberán - cubrir los requisitos de la sección I del Código ASME de calderas y recipientes a presión. El párrafo P-112 del Código, limita el tamaño de soldadura para todas aquellas que no necesitan relevado de esfuerzos ni inspección radiográfica. El párrafo P-102 define - todas aquellas soldaduras que exceden los límites del párrafo P-112. El Código recomienda pruebas de calificación y procedimientos para soldadores, así como requerimientos de inspección.

Es imprescindible contar con una cédula de soldadura que como mínimo deberá contener la siguiente informa  
ción

- 1.- Descripción de las partes a soldarse
- 2.- Especificación de material
- 3.- Diámetro de espesor de material
- 4.- Tipo y posición de las soldaduras
- 5.- Número de soldaduras.
- 6.- Procedimiento de soldadura (arco metálico axiacetileno y argón)
- 7.- Tipo de electrodo o material de aporte
- 8.- Diámetro de electrodo o varilla de aporte
- 9.- Temperatura de precalentamiento
- 10- Exámen Rediográfico
- 11- Relevado de esfuerzo
- 12- Especificación de procedimiento de soldadura

Es importante mencionar que la sección IX del Código ASME, especifica las calificaciones y los procedimientos para los soldadores para los diferentes materiales empleados, pero es tanta la variedad que el mismo Código recomienda que cada fabricante o contratista elabore sus especificaciones y procedimientos.

#### Ensamble de partes a no presión y auxiliares

Mientras las partes a presión son ensambladas y probadas, el trabajo de las partes a no presión y auxiliares deben ir progresando ya que generalmente ocupan un buen porcentaje del trabajo total. Entre los aspectos principales de este punto se puede citar calentadores de aire, equipo de combustión, ventiladores, trabajo de ductería, refractario, aislamiento y envolvente.

#### C.- PRUEBAS DE INSPECCION

Tal como se ha mencionado en la introducción los procedimientos y las técnicas empleadas en el montaje de la nueva unidad tendrán un fiel reflejo en el comportamiento final, por lo tanto las pruebas y proce-

dimientos que normalmente se usan en la inspección de esta etapa, pueden considerarse como básicas y representativas dentro del proyecto total.

Las pruebas que se consideran como de mayor importancia y que realmente pueden considerarse como esenciales para asegurar el éxito del montaje pueden clasificarse en la siguientes secciones:

- a) Inspecciones periódicas por parte del Cliente, - - contratista, fabricante, inspector autorizado por el código, para asegurar que el desarrollo del trabajo se lleva de acuerdo a las especificaciones y recomendaciones del fabricante, a la calidad de la mano de obra utilizada se apega a los estándares recomendados para el caso.
- b) Pruebas de soldadura

Uno o más de los siguientes métodos deben de utilizarse para la inspección de soldaduras realizadas en campo.

#### Inspección visual

El supervisor de soldadura en el campo deberá observar lo siguiente durante el desarrollo del trabajo:

- 1.- Las uniones a soldar deberán estar limpias antes de proceder a soldarse.
- 2.- Inspecciones periódicas durante el proceso de soldadura para comprobar que el procedimiento de soldadura se está siguiendo, prestando atención especial al precalentamiento, técnica del soldador, limpieza de la escoria después de cada cordón y la naturaleza del cordón en cuanto a porosidades y cavidades se refiere.

3.- Después de terminada la soldadura se deberá inspeccionar la apariencia general sin esmerilarse ni arreglarse de alguna forma. Se deberá checar el refuerzo de soldadura o corona que recomienda el Código ASME y que deberá tener una altura mínima de 1/16".

INSPECCION RADIOGRAFICA

El párrafo P-112 A , del Código ASME de la Sección de calderas de potencia específica que las uniones circunferenciales de tubería, fluxería y cabezales deben ser soldaduras a fusión y deberán ser radiografiadas cuando excedan los siguientes límites:

	Sin contacto del horno.	con gases	En contacto con gases del horno.	
	Contenido Vapor	Contenido Agua	No expuestos a la radiación del horno	Expuestos a la radiación del horno.
TAMA Diámetro Exterior	Arriba de 16"	Arriba de 10 3/4"	Arriba de 6 5/8"	Arriba de 4"
NO Espesor Pared	Arriba de 1 5/8"	Arriba de 1 1/8"	Arriba de 3/4"	Arriba de 1/2"

La radiografía puede consistir de rayos X o rayos gamma y las interpretaciones de las películas tomadas se deberán evaluar de acuerdo con el párrafo P-102 (h) del mismo Código ASME en la Sección de pruebas no destructivas.



Inspección de la partícula magnética o magnaflux.

Aunque este método no está reconocido por el Código ASME es ampliamente recomendado para tubería o fluxería arriba de 10 3/4" de día. Externo para descubrir fracturas u otros defectos localizados en la superficie de la soldadura.

Inspección Zyglo.

Así se le llama a la inspección de un penetrante fluorescente el cual es fácil de detectar con una lámpara de "Luz Negra". El método tiene mucha aplicación para localizar porosidades y fracturas en la superficie de soldadura de acero inoxidable no magnéticas.

Inspección Dy-Check

Actualmente está tomando gran aceptación este método que también sirve para localizar fracturas y defectos superficiales. El método consiste básicamente en la aplicación de 3 emulsiones que son:

La limpiadora, la penetrante y la reveladora.

c) Prueba Hidrostática.

Quando las partes a presión de generador de vapor se han conectado finalmente, es necesario efectuar la prueba hidrostática, la cual debe de ser testificada por las siguientes partes:

Cliente o consultor del cliente.

Fabricante

Contratista

Inspectores ( Gobierno, Código etc.)

Con objeto de tener un criterio a seguir para la realización de la prueba se recomienda seguir el Código ASME párrafo PG-99 Página 46 en lo siguiente:

La temperatura del agua en ningún caso deberá ser menor a 21 °C (70°F) y deberá ser hecha en dos etapas:

- 1.- La elevación gradual de la presión a 1.5 veces la máxima presión de trabajo permisible.

La presión deberá mantenerse bajo control adecuado en todo momento, de tal manera que la presión de prueba nunca exceda más de un 6%.

Inspección visual detallada en busca de fugas no es requerida en esta etapa.

- 2.- La presión de prueba hidrostática puede ser reducida una vez efectuado lo anterior, a la máxima presión de trabajo permisible y mantenida en esta condición, mientras la caldera se examina detenidamente. No deberá existir ningún tipo de fuga o humedad.

d.- Prueba aerostática o de Hermetismo

Cuando el diseño de la unidad está hecho para operar con presión positiva dentro de la unidad, la envolvente debe de ser soldada para que sea totalmente hermética y de esa manera asegurar que no habrá descarga de gases tóxicos y que será una operación totalmente eficiente. Para tal fin es necesario probar la unidad con una presión de 10 pulgadas de columna de agua o más revisando que no haya fuga entre las uniones de la envolvente o en uniones entre partes metálicas y de refractario.

e.- Inspección Final de Pre-Operación.

Después de terminado el montaje y con la unidad lista para operación, es muy recomendable el efectuar una inspección final en la que estén presentes los representantes de las distintas partes, con objeto de certificar la terminación del trabajo y la de efectuar una revisión general que asegure el no encontrar problemas mayores en la operación.

Los principales puntos a checar serán.

Que la unidad se encuentre libre de materiales extraños en sus partes interiores que pudieran originar alguna explosión durante los encendidos iniciales.

Alineación o tubería, principalmente de sobrecalentador para que no interfiera con los sopladores de hollín. Asimismo todos los soportes - inspeccionando la libre expansión de las partes.

Externamente inspeccionar el libre movimiento de las partes que sufren expansión, principalmente en lo relativo a plataformas y escaleras.

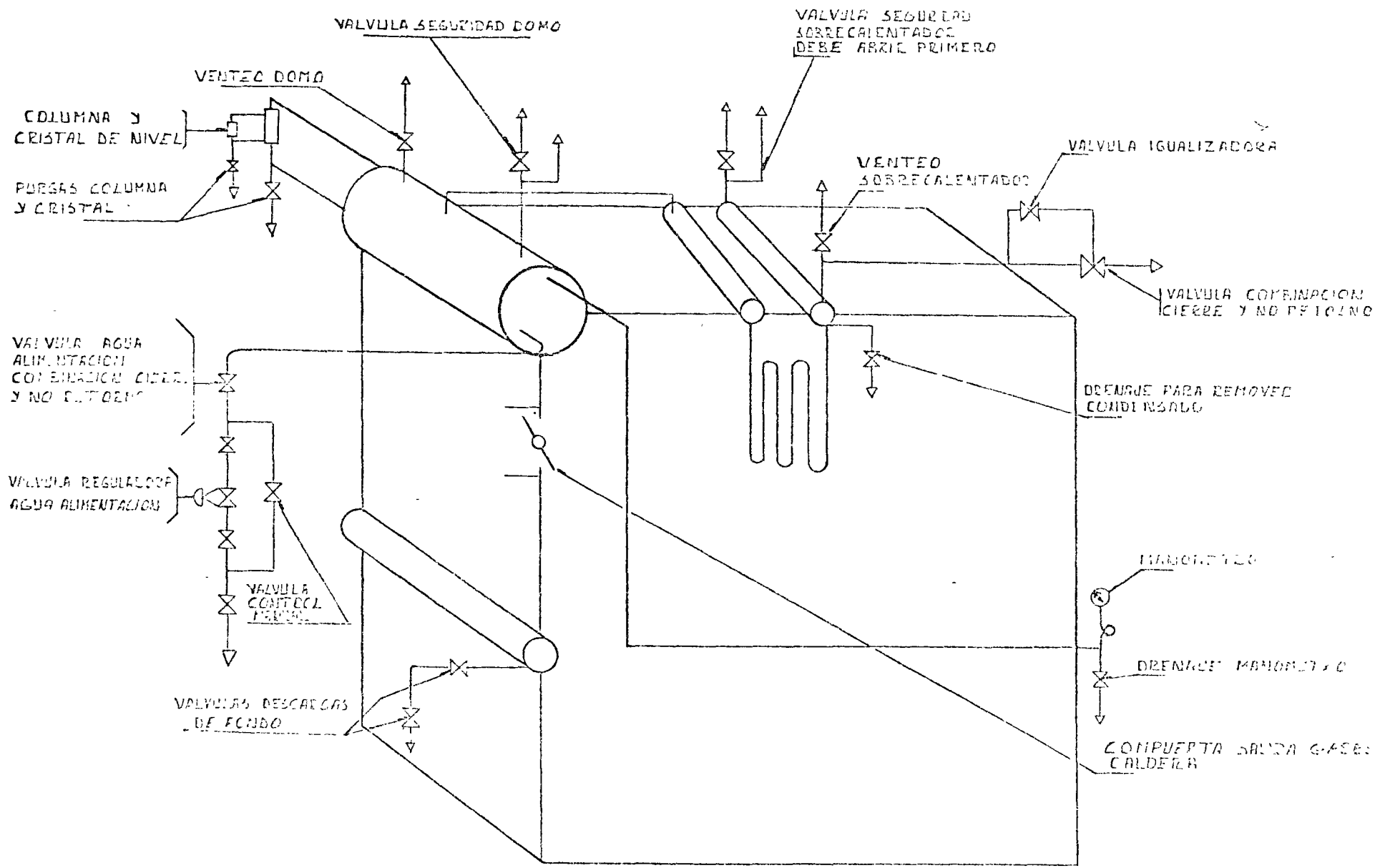
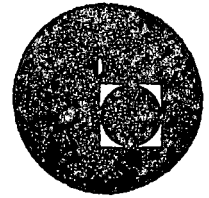


FIG. No 1 PRINCIPALES ACCESORIOS EN UN GENERADOR DE VAPOR



centro de educación continua  
división de estudios superiores  
facultad de ingeniería, unam



# PETROLEOS MEXICANOS

ESPECIFICACIONES GENERALES PARA  
PROYECTO DE OBRAS



Primera Edición

1975



ISLAMIC REPUBLIC OF IRAN  
MINISTRY OF HEALTH AND MEDICAL EDUCATION  
Tehran, Iran



... ..

... ..

... ..



INDICE

<b>A ALCANCE</b> . . . . .	9
<b>B DEFINICION DE TERMINOS</b> . . . . .	10
<b>C REFERENCIAS</b> . . . . .	19
<b>D GENERALIDADES</b> . . . . .	20
<b>E MATERIALES</b> . . . . .	20
E.01 Generalidades . . . . .	20
E.02 Materiales de acero al carbono y de baja aleación . . . . .	24
E.03 Materiales de aceros de alta aleación . . . . .	35
E.04 Placas para recipientes a presión soldados, con recubrimiento integral (Clad), o con recubrimiento aplicado resistente a la corrosión (Lining) . . . . .	47
E.05 Materiales de aceros ferríticos con propiedades a la tensión mejoradas por tratamiento térmico . . . . .	61
<b>F REQUISITOS GENERALES DE DISEÑO</b> . . . . .	62
F.01 Generalidades . . . . .	62
F.02 Métodos combinados de fabricación . . . . .	64
F.03 Combinación de materiales . . . . .	65
F.04 Construcciones especiales . . . . .	65
F.05 Temperatura de diseño . . . . .	66
F.06 Presión de diseño . . . . .	66
F.07 Cargas . . . . .	66
F.08 Valores del esfuerzo máximo permisible . . . . .	67
F.09 Fundiciones . . . . .	69
F.10 Corrosión . . . . .	70
F.11 Recubrimientos (Linings) . . . . .	71
F.12 Espesor de envolventes sujetas a presión interna . . . . .	71
F.13 Espesor de envolventes sujetas a presión externa . . . . .	74
F.14 Anillos de refuerzo para envolventes cilíndricas sujetas a presión externa . . . . .	80
F.15 Fijación de los anillos de refuerzo a la envolvente . . . . .	86
F.16 Tubo empleado como tubo . . . . .	86
F.17 Cabezas conformadas que trabajan con presión sobre el lado cóncavo . . . . .	88
F.18 Cabezas conformadas que trabajan con presión en el lado convexo . . . . .	96
F.19 Cabezas y tapas planas sin reforzar . . . . .	99
F.20 Otros tipos de tapas . . . . .	108
F.21 Cubiertas con abombado esférico (Cabezas atornilladas) . . . . .	109

<b>G DISEÑO DE ABERTURAS Y SUS REFUERZOS</b> . . . . .	115
G.01 Aberturas en recipientes a presión . . . . .	113
G.02 Refuerzo necesario para aberturas en envolventes y cabezas . . . . .	121
G.03 Aberturas integrales rebordecadas en cabezas conformadas . . . . .	124
G.01 Refuerzo para aberturas en cabezas planas . . . . .	126
G.05 Límites del refuerzo . . . . .	126
G.06 Resistencia del refuerzo . . . . .	131
G.07 Refuerzo en aberturas múltiples . . . . .	131
G.08 Métodos de fijación de tubos y cuellos de boquillas a la pared del recipiente . . . . .	132
G.09 Bridas y accesorios bridados fijados con tornillos . . . . .	134
G.10 Espesor de pared de los cuellos de boquillas . . . . .	134
G.11 Registros para inspección . . . . .	135
G.12 Aberturas grandes en envolventes cilíndricas . . . . .	138
<b>H CONEXIONES BRIDADAS Y ATORNILLADAS</b> . . . . .	139
H.01 Generalidades . . . . .	139
H.02 Bridas con empaque tipo anillo . . . . .	150
H.03 Bridas de cara plana con contacto metal a metal, fuera de la circunferencia de agujeros . . . . .	166
<b>I SUPERFICIES APOYADAS Y REFORZADAS</b> . . . . .	187
I.01 Superficies apoyadas y reforzadas . . . . .	187
I.02 Tirantes . . . . .	189
I.03 Localización de tirantes . . . . .	189
I.04 Dimensiones de tirantes . . . . .	191
<b>J LIGAMENTOS</b> . . . . .	191
J.01 Ligamentos . . . . .	191
J.02 Soportes . . . . .	195
J.03 Soportes para plataformas, escaleras marinas y otros, fijados a las paredes del recipiente . . . . .	197
<b>K REQUISITOS DE DISEÑO PARA RECIPIENTES SOLDADOS</b> . . . . .	197
K.01 Generalidades . . . . .	197
K.02 Diseño . . . . .	200

<b>L REQUISITOS DE DISEÑO PARA RECIPIENTES FABRICADOS CON ACEROS AL CARBONO Y DE BAJA ALEACION . . . . .</b>	<b>226</b>
L.01 Generalidades . . . . .	226
L.02 Juntas soldadas . . . . .	226
L.03 Valores del esfuerzo máximo permisible . . . . .	226
L.04 Tolerancia para corrosión . . . . .	226
L.05 Envoltentes fabricadas con tubo . . . . .	227
L.06 Espesor de envoltentes bajo presión externa . . . . .	227
L.07 Anillos de refuerzo para envoltentes bajo presión externa . . . . .	227
L.08 Fijación de anillos de refuerzo a la envoltente . . . . .	227
L.09 Cabezas conformadas con presión sobre el lado convexo . . . . .	231
L.10 Requisitos para el tratamiento térmico después de la soldadura . . . . .	231
L.11 Inspección radiográfica . . . . .	235
L.12 Requisitos de diseño para recipientes fabricados con aceros al carbono y de baja aleación, para su operación a baja temperatura . . . . .	236

<b>M REQUISITOS PARA EL DISEÑO DE RECIPIENTES FABRICADOS CON ACEROS DE ALTA ALEACION . . . . .</b>	<b>238</b>
M.01 Generalidades . . . . .	238
M.02 Juntas soldadas . . . . .	238
M.03 Valores del esfuerzo máximo permisible . . . . .	239
M.04 Espesor de envoltentes bajo presión externa . . . . .	239
M.05 Anillos de refuerzo para envoltentes bajo presión externa . . . . .	239
M.06 Fijación de anillos de refuerzo a la envoltente . . . . .	239
M.07 Cabezas conformadas con presión sobre el lado convexo . . . . .	239
M.08 Requisitos para el tratamiento térmico después de la soldadura . . . . .	239
M.09 Inspección radiográfica . . . . .	245
M.10 Inspección por líquido penetrante . . . . .	246
M.11 Sugerencias para la selección y tratamiento de los aceros austeníticos al cromo-níquel . . . . .	249

<b>N REQUISITOS PARA EL DISEÑO DE RECIPIENTES A PRESIÓN FABRICADOS CON PLACA DE RECUBRIMIENTO INTEGRAL O CON RECUBRIMIENTO APLICADO, RESISTENTES A LA CORROSIÓN . . . . .</b>	<b>251</b>
N.01 Generalidades . . . . .	251
N.02 Valores del esfuerzo máximo permisible . . . . .	252
N.03 Temperatura ambiente permisible del trabajo . . . . .	253
N.04 Corrosión del material de recubrimiento . . . . .	253
N.05 Espesor de envoltentes y cabezas bajo presión externa . . . . .	253
N.06 Operación a baja temperatura . . . . .	254
N.07 Juntas en recubrimientos integrales y en recubrimientos aplicados . . . . .	254
N.08 Composición del metal de soldadura . . . . .	254
N.09 Tratamiento térmico después de la soldadura . . . . .	255

<b>O REQUISITOS PARA EL DISEÑO DE RECIPIENTES FABRICADOS CON ACEROS FERRITICOS TRATADOS TERMICAMENTE . . . . .</b>	<b>255</b>
O.01 Generalidades . . . . .	255
O.02 Juntas soldadas . . . . .	256
O.03 Boquillas y otras conexiones . . . . .	256
O.04 Secciones cónicas . . . . .	259
O.05 Valores del esfuerzo máximo permisible . . . . .	259
O.06 Tolerancia para corrosión . . . . .	260
O.07 Espesor de envoltentes bajo presión externa . . . . .	260
O.08 Aditamentos estructurales y anillos de refuerzo . . . . .	260
O.09 Anillos de refuerzo para envoltentes bajo presión externa . . . . .	260
O.10 Fijación de los anillos de refuerzo a las envoltentes . . . . .	260
O.11 Cabezas conformadas, con presión sobre el lado cóncavo . . . . .	262
O.12 Cabezas conformadas, con presión sobre el lado convexo . . . . .	262
O.13 Cabezas hemisféricas . . . . .	262
O.14 Materiales que tienen un límite de fluencia de operación . . . . .	262
O.15 Tratamiento térmico después de la soldadura . . . . .	262
O.16 Inspección . . . . .	262



# DISEÑO DE RECIPIENTES A PRESION

## NORMA 2.612 01

### A ALCANCE

- A.01** Las reglas de esta norma cubren los requisitos mínimos para el diseño de recipientes a presión, soldados no sujetos a fuego directo, fabricados con materiales de acero especificados en esta norma, excluyendo los recipientes nucleares.
- A.02** Las reglas de esta norma amparan a los recipientes a presión dentro de los siguientes límites.
- A.02.a** Recipientes diseñados y construidos para soportar presiones hasta de 210 kg/cm<sup>2</sup> (3 000 lb/pulg<sup>2</sup>).
- A.02.b** La jurisdicción de esta norma termina en:
- A.02.b.1** La primera junta circunferencial de conexiones con extremos soldables.
- A.02.b.2** La cara de la primera brida en conexiones bridadas y atornilladas.
- A.02.b.3** La primera junta roscada de este tipo de conexiones.
- A.03** Quedan fuera de la jurisdicción de esta norma los siguientes recipientes:
- A.03.a** Recipientes a presión para servicio de agua con capacidad nominal de 0.500 m<sup>3</sup> (16 pie<sup>3</sup>) o menores, incluyendo aquellos que contienen aire, cuya compresión solamente sirve de colchón.
- A.03.b** Tanques de almacenamiento para suministro de agua caliente, que utilicen vapor u otro medio indirecto de calentamiento, cuando no se exceda alguna de las siguientes limitaciones:
- I) Ganancia de calor de 50,000 Kcal/hr (200,000 BTU/hr)
  - II) Temperatura del agua de 93°C (200°F)
  - III) Capacidad nominal de 0.500 m<sup>3</sup> (16 pie<sup>3</sup>)
- A.03.c** Recipientes con presión de operación interior o exterior, menor de 10 kg/cm<sup>2</sup> (14 lb/pulg<sup>2</sup>) sin limitación de tamaño.

### P RECIPIENTES ENCHAQUETADOS . . . . . 265

- P.01** Generalidades . . . . . 265
- P.02** Tipos de recipientes enchaquetados . . . . . 266
- P.03** Materiales . . . . . 266
- P.04** Diseño de envolventes y cabezas enchaquetadas . . . . . 268
- P.05** Diseño del elemento de cierre de la chaqueta con el recipiente . . . . . 268
- P.06** Diseño de aberturas en chaquetas . . . . . 274
- P.07** Diseño de chaquetas parciales . . . . . 277

### Q DISPOSITIVOS PARA RELEVO DE PRESION . . . . . 279

- Q.01** Generalidades . . . . . 279
- Q.02** Válvulas de relevo y de seguridad . . . . . 281
- Q.03** Discos de ruptura . . . . . 281
- Q.04** Válvulas de relevo para líquidos . . . . . 283
- Q.05** Determinación de los requisitos de relevo de presión . . . . . 283
- Q.06** Instalación . . . . . 284
- Q.07** Conversiones de capacidad para válvulas de relevo y seguridad . . . . . 285

### R SUGERENCIAS PRACTICAS RELATIVAS AL DISEÑO 290

- R.01** Estructuras internas . . . . . 290
- R.02** Tolerancia para corrosión . . . . . 290
- R.03** Recubrimientos . . . . . 292
- R.04** Diseño de soportes . . . . . 293
- R.05** Bases para establecer los valores del esfuerzo . . . . . 296
- R.06** Consideraciones de diseño para conexiones bridadas y atornilladas . . . . . 297

Recipientes con diámetro interior de 150 mm (6") o menor, sin importar la presión.

Quedan dentro de la jurisdicción de esta norma los siguientes recipientes, en los que se genera vapor:

Recipientes conocidos como evaporadores o cambiadores de calor.

Recipientes en los que se genera vapor, aprovechando el calor resultante de la operación de un proceso, que contiene varios recipientes a presión en operación, tal como se emplean en la manufactura de productos químicos y derivados del petróleo.

Quedan también bajo la jurisdicción de esta norma los recipientes no cubiertos por el párrafo A.04 y que no hayan sido excluidos del párrafo A.03.

## DEFINICION DE TERMINOS

### Términos generales.

**Eficiencia de una junta soldada.** Es la expresada como una cantidad decimal y se utiliza en el diseño de juntas como un factor por el que hay que multiplicar el valor del esfuerzo máximo permisible para obtener el esfuerzo permisible apropiado.

**Esfuerzo máximo permisible.** Es el máximo esfuerzo unitario permitido para cualquier material específico que puede ser usado en las fórmulas para el diseño del recipiente.

**Espesor de pared**

- 1) **Espesor requerido.** Es el espesor calculado por las fórmulas de esta norma, antes de adicionarle el espesor necesario para corrosión o erosión
- 2) **Espesor de diseño.** Es la suma del espesor requerido más el necesario para corrosión o erosión.
- 3) **Espesor nominal.** Es el espesor seleccionado entre los comercialmente disponibles y como se suministra para la fabricación del recipiente o partes de él.
- 4) **Espesor de pared después de fabricado el recipiente.** Este espesor deberá ser como mínimo, igual al espesor de diseño.

**B.01.d** Inspección con líquido penetrante. (PT). Método de inspección no destructivo, utilizado para detectar fallas sobre la superficie del material. Las fallas típicas detectables por este método son grietas, fracturas, astillas y porosidades.

**B.01.e** Inspección con partícula magnética. (MT) Es un método de detección de grietas o discontinuidades del material, sobre la superficie o cerca de ésta, en materiales como hierro y aleaciones magnéticas de acero. Consiste en aprovechar las propiedades magnéticas del material, aplicando partículas imantadas, finamente divididas que forman patrones indicativos de la discontinuidad del material.

**B.01.f** Inspección ultrasónica. (UT). Método no destructivo utilizado para localizar e identificar fallas internas por la detección de la reflexión que produce el material a las vibraciones ultrasónicas emitidas por un aparato.

**B.01.g** Inspección por radiografía. (RT). Proceso que consiste en hacer pasar radiaciones electrónicas a través de un objeto, obteniendo sobre una película, el registro del estado interno de dicho cuerpo.

**B.01.h** Operación normal. Operación dentro de los límites máximos de trabajo y para la cual, el recipiente debe de estar marcado.

**B.01.i** Presión de diseño. Es la presión coincidente con una temperatura especificada a las condiciones de operación predeterminadas más severas, para calcular el espesor de pared o las características físicas de las diferentes partes de un recipiente.

Cuando sea aplicable, se sumará una carga estática a esta presión de diseño, para determinar el espesor de cualquier parte específica del recipiente.


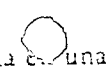
La presión de diseño podrá utilizarse en lugar de la presión máxima permisible de trabajo en los casos en que ésta última no pueda determinarse por medio de cálculos.

**B.01.j** Presión de operación. Es la presión en la parte superior del recipiente cuando se tiene una operación normal. Esta presión no debe exceder de la presión máxima permisible de trabajo y generalmente se mantiene abajo de la presión de ajuste del dispositivo de relevo para la temperatura frecuente de este dispositivo.

- 1.k** Presión máxima permisible de trabajo. (Operación). Es la máxima presión manométrica permitida a una temperatura especificada en la parte superior del recipiente, durante la operación normal de éste, cuando se ha instalado en su posición correcta de operación. Esta presión estará fijada por los espesores nominales de cada elemento del recipiente, sin considerar los espesores adicionales por corrosión u otras cargas, así como los valores de los esfuerzos máximos permisibles de los materiales, conforme a las reglas y fórmulas aplicables para el diseño y construcción de estos recipientes.  
Esta presión es la base para el ajuste de los dispositivos de relevo de presión, instalados para protección del recipiente.
- 1.l** Recipiente con recubrimiento aplicado (Lined). Recipiente que tiene un revestimiento resistente a la corrosión fijado a la pared interna de éste.
- 1.m** Recipiente con recubrimiento integral (Clad). Recipiente fabricado de placa de poca resistencia a la corrosión y forrado con chapa de otro material de mayor resistencia a la corrosión; esta chapa va íntegramente ligada al material base o placa.
- 1.n** Recipiente de capas múltiples. (Fabricado por capas de placas). Recipiente cuya envolvente está fabricada totalmente de dos o más envoltentes separadas entre sí.
- 1.o** Temperatura de trabajo. Temperatura que puede mantenerse en el metal de la pared del recipiente para una operación específica.
- 1.p** Zona afectada por el calor. Parte del metal base que no ha sido fundida, pero cuyas propiedades mecánicas o microestructura han sido alteradas por el calentamiento de un proceso de corte o de soldadura.
- 2** *Términos relativos a tratamientos térmicos.*
- 2.a** Normalizado. Proceso en el cual un metal ferroso es calentado a una temperatura mayor que la crítica, y posteriormente enfriado en aire quieto hasta la temperatura ambiente.
- 2.b** Relevado de esfuerzos. Es el calentamiento uniforme de una pieza o parte de ella, a una temperatura inferior a la

crítica durante un tiempo suficiente, seguido de un enfriamiento uniforme y controlado, con el fin de eliminar la mayor parte de los esfuerzos residuales.

- B.02.c** Recocido total. Es un proceso de ablandamiento que consiste en el calentamiento de un metal o aleación con base hierro, a una temperatura mayor que la crítica, siendo esta temperatura sostenida durante un periodo definido y seguido de un enfriamiento lento y controlado hasta abajo de dicha temperatura.
- B.02.d** Temperatura crítica. Es la temperatura arriba de la cual se inicia la formación de una solución austenítica durante el calentamiento de un metal con base hierro y se transforma esta durante el enfriamiento. Estos límites de temperatura son diferentes y algunas veces se traslapan, pero nunca coinciden. Estas temperaturas dependen de la composición de la aleación y sobre todo, de la velocidad de cambio de temperatura en el límite, particularmente durante el enfriamiento; esta temperatura sirve de base para el tratamiento térmico.
- B.02.e** Tratamiento térmico después de la soldadura. Es un relevado de esfuerzos que se efectúa posteriormente a la soldadura.
- B.03** *Términos relativos a soldadura.*
- B.03.a** Corte con oxígeno. Proceso de corte donde el material es afectado por la reacción química del oxígeno con el metal base, a elevadas temperaturas. En el caso de metales resistentes a la oxidación, la reacción se facilita con el uso de fundentes o polvo metálico, el proceso comúnmente usado es el de oxiacetileno.
- B.03.b** Dimensiones de la soldadura.
- 1) Tamaño de la soldadura de ranura. Es la penetración en la junta, (profundidad del bisel, más la penetración en la raíz, cuando se especifique).
  - 2) Tamaño de la soldadura de filete
    - a) Para soldadura de filete de lados iguales, será la longitud del cateto del triángulo rectángulo isósceles mayor que pueda ser inscrito dentro de la sección transversal del filete.
    - b) Para soldadura de filete de lados diferentes, será la longitud de los catetos del mayor triángulo rectán-

- gulo que pueda ser inscrito dentro de la sección transversal del filete.
- 03.c Fusión. En el proceso de soldadura, es el efecto de fundir simultánea el metal de aporte y el metal base o únicamente de éste último, por el cual resulta la unión de las partes.
- 03.d Garganta de una soldadura de filete.
- 1) Teórica. Distancia perpendicular a la hipotenusa desde donde principia la raíz, hasta la cara de la soldadura del mayor triángulo rectángulo que pueda ser inscrito en la sección transversal de la soldadura de filete.
  - 2) Real. Distancia más corta desde la raíz de una soldadura de filete hasta su cara.
- 03.e Inclusión de escoria. Material sólido no metálico, atrapado en el metal de soldadura, o entre el metal de soldadura y el metal base.
- 03.f Junta soldada. Unión de dos o más miembros, producida por la aplicación de un proceso de soldadura.
- 03.g Junta a tope. Junta entre dos miembros situados aproximadamente en el mismo plano.
- 03.h Junta a tope con soldadura sencilla. Junta a tope soldada desde un solo lado.
- 03.i Junta a tope con soldadura doble. Junta a tope soldada desde ambos lados.
- 03.j Junta a traslape. Junta entre dos miembros con sus extremos sobrepuestos.
- 03.k Junta a traslape con soldadura sencilla. Junta traslapada en la cual se suelda solo uno de los extremos de los miembros traslapados.
- 03.l Junta a traslape con soldadura doble. Junta en la cual se sueldan ambos extremos de los miembros traslapados.
- 03.m Junta en ángulo. Junta entre dos miembros, localizados en diferentes planos que se intersectan entre  $180^\circ$  (Junta a tope) y  $90^\circ$  (Junta de rincón)
- 03.n Junta de rincón. Junta entre dos miembros, localizados aproximadamente a  $90^\circ$  uno del otro, en forma de L.
- 03.o Junta  Orilla. Junta entre los extremos de dos o más miembros paralelos.
- B.03.p Junta en Te. Junta entre dos miembros localizada aproximadamente a  $90^\circ$ , uno de otro, en forma de T.
- B.03.q Metal base. Metal para ser soldado o cortado.
- B.03.r Metal de aporte. Metal que es adicionado en la fabricación, durante un proceso de soldadura.
- B.03.s Metal de soldadura. Aquella parte de la soldadura que se ha fundido, durante el proceso de soldadura.
- B.03.t Penetración en la junta. Profundidad mínima de una soldadura de ranura cuya longitud se mide desde su cara hacia el interior de la junta, excluyendo el refuerzo de soldadura.
- B.03.u Porosidad. Bolsas de gas o vacíos dentro del metal.
- B.03.v Refuerzo de soldadura. Metal de soldadura, sobre la cara de una soldadura de ranura, en exceso del metal necesario para el tamaño especificado de la soldadura.
- B.03.w Respaldo. Material, (Metal, soldadura metálica, fundente granular, asbesto, carbón, etc.), que sirve de soporte para depositar metal de aporte y facilitar tanto la operación de soldado como la obtención de una soldadura sana en la raíz.
- B.03.x Socavación. Surco que se produce en el metal base, adyacente al borde de la soldadura y que queda sin rellenar por el metal de soldadura.
- B.03.y Soldadura. Fusión localizada del metal, producida por calentamiento a temperaturas apropiadas, con o sin aplicación de presión y con o sin el uso de metal de aporte. Cuando se utilice metal de aporte, éste debe tener un punto de fusión aproximadamente igual al del metal base. Las soldaduras se clasifican:
- B.03.y.1 Por su forma y función en:
    - B.03.y.1.a Soldadura de filete. Soldadura de sección triangular que une dos superficies a  $90^\circ$  aproximadamente una de otra en juntas a traslape, Te o junta de rincón
    - B.03.y.1.b Soldadura de filete completo. Soldadura de filete cuyo tamaño es igual al espesor del elemento más delgado por unir.
    - B.03.y.1.c Soldadura de ranura. Soldadura hecha  una ranura entre dos elementos por unir

- 03.y.1.d Soldadura de sello. Toda soldadura utilizada principalmente para obtener hermeticidad.
- 03.y.1.e Soldadura de tapón. Soldadura circular hecha a través del agujero de un elemento de una junta a traslape o Te, que une ambos elementos. Las paredes del agujero pueden o no ser paralelas y el agujero podrá ser parcial o completamente relleno con el metal de soldadura. (Un agujero con soldadura de filete o punteado, puede no ser elaborado conforme a esta definición).
- 03.y.2 Por el procedimiento de efectuarla, en:
- 03.y.2.a Soldadura automática. Soldadura con equipo, el cual realiza la operación total de soldado sin la observación y ajuste constante de los controles, por un operador. El equipo podrá o no ejecutar la carga o descarga del material; llamándose operador, a la persona que maneja las máquinas o equipos automáticos para soldadura.
- 03.y.2.b Soldadura semi-automática de arco. Soldadura de arco con equipo, que controla únicamente la alimentación del metal de aporte. El avance de la soldadura es controlado manualmente por un soldador.
- 03.y.2.c Soldadura manual. Soldadura en donde la operación total de soldado es realizada y controlada por un soldador; entendiéndose por soldador, la persona capacitada para ejecutar la operación manual de soldadura.
- 03.y.3 Por su proceso, en:
- 03.y.3.a Soldadura con arco. Grupo de procesos de soldadura, donde la fusión es producida por el calentamiento mediante uno o varios arcos eléctricos, con o sin la aplicación de presión y con o sin el uso de metal de aporte.
- 03.y.3.b Soldadura con arco gas-tungsteno. (GTAW). Proceso de soldadura donde la unión es producida por el calentamiento mediante un arco eléctrico formado entre un electrodo de tungsteno (no consumible) y el metal base. La protección se obtiene de un gas, o mezcla de gases (que puede contener un gas inerte), y con o sin el uso de presión y metal de aporte. Este proceso algunas veces es llamado TIG.
- 03.y.3.c Soldadura con arco metal protegido. Proceso de soldadura donde la unión es producida por el calentamiento mediante un arco eléctrico entre el electrodo metálico

cubierto, y el metal base. La protección de la soldadura es producida por la descomposición de la cubierta del electrodo. En este proceso no se utiliza presión y el metal de aporte es obtenido del electrodo.

- B.03.y.3.d Soldadura de arco metálico con gas. (MGAW). Proceso de soldadura donde la fusión es producida por el calentamiento, mediante un arco eléctrico entre el metal de aporte y el metal base. El medio de protección es un gas o mezcla de gases, (que puede contener un gas inerte, o una mezcla de gas y fundente). Este proceso algunas veces es llamado MIG.
- B.03.y.3.e Soldadura de arco-plasma. Proceso de soldadura de arco tungsteno-gas, donde la fusión es producida por el calentamiento de un arco, restringido entre un electrodo y el metal base, (arco transferido), o el electrodo y la boquilla de restricción, (arco no transferido). La protección se obtiene de un gas caliente ionizado, que fluye por el orificio de la boquilla, el cual puede ser complementado con una fuente auxiliar de gas protector. Este gas protector puede ser un gas inerte, o una mezcla de gases, pudiendo o no aplicarse presión, y pudiendo o no usarse metal de aporte.
- B.03.y.3.f Soldadura con arco sumergido. Proceso de soldadura donde la fusión es obtenida del calor producido por arcos eléctricos entre electrodos desnudos de metal y el metal base. La soldadura es protegida por una capa de material granular fusible, colocado sobre el metal base. En este proceso no se utiliza presión, y el metal de aporte es obtenido del electrodo y algunas veces, de una barra de soldadura suplementaria.
- B.03.y.3.g Soldadura por forja. Grupos de procesos de soldadura, donde la fusión es producida por el calentamiento en una forja u otro horno, y con la aplicación de presión, o golpes.
- B.03.y.3.h Soldadura con gas. Procesos de soldadura donde la fusión se produce por el calentamiento con flama de gas, con, o sin la aplicación de presión y metal de aporte.
- B.03.y.3.i Soldadura con hidrógeno atómico. Proceso de soldadura de arco, donde la fusión es producida por el calentamiento mediante un arco eléctrico, formado entre dos electrodos de metal dentro de una atmósfera de hidrógeno.

La protección de la soldadura se obtiene del hidrógeno, y podrá o no usarse presión y metal de aporte.

**B.03.y.3.j** Soldadura por inducción. Proceso de soldadura donde la fusión es producida por el calor resultante del paso de una corriente eléctrica inducida, a través del metal base, pudiendo o no aplicarse presión

**B.03.y.3.k** Soldadura con oxiacetileno. Proceso de soldadura con gas, en donde la fusión se obtiene mediante el calentamiento con una o más flamas de gas, obtenidas de la combustión del acetileno con el oxígeno, y con o sin la aplicación de presión y de metal de aporte.

**B.03.y.3.l** Soldadura con presión. Cualquier proceso o método de soldadura en el cual se utiliza presión, para completar el proceso de soldadura.

**B.03.y.3.m** Soldadura por resistencia. Procesos de soldadura donde la fusión es producida por el calor obtenido de la resistencia del metal base al paso de una corriente eléctrica, en un circuito en el que el metal es parte de él; además de aplicárseles presión a las partes por soldar.

**B.03.y.3.n** Soldadura con termita. Procesos de soldadura donde la fusión es producida por el calentamiento con metal líquido sobrecalentado, y la escoria resultante de una reacción química entre el óxido metálico y el aluminio y con o sin la aplicación de presión. El metal de aporte, cuando es necesario, se obtiene del metal líquido.

**B.04** *Dispositivos de relevo de presión.*

**B.04.a** Válvula de seguridad. Es un dispositivo relevador automático de presión, actuado por la presión estática aplicada sobre la válvula, que tiene como característica una apertura rápida completa o acción de disparo. Se usa para gases y vapores

**B.04.b** Válvula de relevo. Es un dispositivo relevador automático de presión, actuado por la presión estática aplicada sobre la válvula, que abre en proporción al incremento de presión, sobre la presión de apertura. Se usa principalmente para líquidos.

**B.04.c** Válvula de relevo-seguridad. Es un dispositivo relevador de presión, actuado para usarse como válvula de relevo o de seguridad, dependiendo de su aplicación

## C REFERENCIAS

Servirán como referencia para esta norma, las últimas publicaciones de las siguientes instituciones.

**C.01** ASME. Asociación Americana de Ingenieros Mecánicos. (American Society of Mechanical Engineers). Código de Calderas y Recipientes a Presión. Sección I Calderas de Potencia. Sección II Materiales. Sección V Inspección no destructiva. Sección VIII (División 1) Recipientes a presión. Sección IX Calificación de soldadura.

**NOTA:** Cuando se cite en esta norma el Código ASME, se entenderá que se trata del Código de Calderas y Recipientes a Presión de la ASME.

**C.02** ASTM—Sociedad Americana para Pruebas y Materiales. (American Society for Testing and Materials).

**C.03** ANSI—Instituto Nacional Americano de Normas. (American National Standards Institute).

Std. B 16.2.1 Roscas para tubos.

Std. B.16.5 Bridas y conexiones bridadas de acero.

Std. B.16.11 Conexiones de acero forjado.

Std. B.16.25 Extremos para soldar a tope.

Std. B.16.30 Dimensiones de bridas para recipientes a presión.

Std. B.18 2.1 Tornillos de cabeza cuadrada y hexagonal.

Std. B.18 2.2 Tuercas cuadradas y hexagonales.

**C.04** Petróleos Mexicanos.

Norma 2.132.01 Sistemas de Protección Anticorrosiva.

Norma 2.612.02 Requisitos de Adquisición de Recipientes a Presión.

Norma 3.374.01 Sistema de Transporte de Petróleos por Tubería.

Norma R.P.I. Construcción de Recipientes a Presión  
Norma de Seguridad A-VII-6. Reglamento para la Revisión de Recipientes a Presión cuando cambian de Servicio.

Norma de Seguridad CI-1. Periodos Máximos Permisibles para la Inspección y Calibración de Válvulas de Alivio

Norma de Seguridad CI-2. Reglamentación con Respecto

a la Instalación de Válvulas de Bloqueo en las Válvulas de Seguridad.

## D GENERALIDADES

- 01 El diseñador deberá tomar en cuenta todos los factores de operación normal y los de arranque y paro, para determinar las condiciones de diseño de los recipientes a presión, soldados, no sujetos a fuego directo.
- 02 Los fabricantes de recipientes a presión deberán tener disponibles las memorias de cálculo, para su revisión por parte de Petróleos Mexicanos.
- 03 Cuando la resistencia de cualquier parte no pueda calcularse de manera que se tenga seguridad y confianza en la misma, las reglas de esta norma proporcionan los medios para establecer la presión máxima permitida de trabajo.
- 04 Las reglas de diseño y pruebas especificadas en esta norma, son base suficiente para que Petróleos Mexicanos juzgue la seguridad del diseño de los recipientes a presión.
- 05 En esta norma no se cubren todos los detalles de diseño; sin embargo, cuando se presenten casos especiales, se someterán a la aprobación de Petróleos Mexicanos.

## E MATERIALES

### 01 Generalidades.

Los materiales sujetos a esfuerzos ocasionados por una presión, deberán cumplir alguna de las especificaciones de la sección II del código ASME o su equivalente ASTM, y deberán limitarse a aquellos materiales permitidos por las fracciones E.02, E.03, E.04 y E.05 de esta norma. Todos los materiales para uso en recipientes a presión, deberán estar plenamente identificados.

- 01.a Placa. La placa empleada en la construcción de recipientes a presión deberá cumplir las especificaciones correspondientes de la Sección II del código ASME o su equivalente ASTM, para los cuales se dan valores de los esfuerzos permisibles en las fracciones E.02 a E.05 de esta norma.

- E.01.b Materiales forjados. Se podrá emplear material forjado y laminado en la construcción de recipientes a presión, siempre y cuando haya sido trabajado lo suficiente para eliminar las imperfecciones del lingote. Las especificaciones y valores de los esfuerzos máximos permitidos se dan en las fracciones E.02 a E.05 de esta norma.
- E.01.c Material fundido. Se podrá emplear material fundido en la construcción de recipientes a presión y partes de recipiente. Las especificaciones y valores de los esfuerzos máximos permitidos se dan en las fracciones E.02 a E.05 de esta norma. Estos valores de los esfuerzos permitidos deberán multiplicarse por los valores aplicables del factor de calidad de fundición, especificados en la fracción F.09 de esta norma, excepto para hierro fundido.
- E.01.d Tubos.
- E.01.d.1 Se podrán emplear tubos, con o sin costura que cumplan las especificaciones dadas en la sección II del código ASME o su equivalente ASTM, para envolventes o cuerpos y otras partes de los recipientes a presión. Los esfuerzos permitidos para los materiales usados en los tubos, se dan en las fracciones E.02 a E.05 de esta norma. Los valores de los esfuerzos para tubos sin costura podrán tomarse sin reducción alguna, mientras que los valores para tubos con costura, deberán emplearse de acuerdo con lo indicado en la parte aplicable de las fracciones E.02 a E.05 de esta norma.
- E.01.d.2 Tubos aletados.
- E.01.d.2.a Los tubos con aletado integral pueden fabricarse de tubos que cumplan las especificaciones de esta norma.
- E.01.d.2.b Los tubos, después del aletado, deberán templarse o se les dará algún estado que cumpla las condiciones previstas de las especificaciones, aquí establecidas.
- E.01.d.2.c Los valores del esfuerzo máximo permitido para el tubo aletado, serán aquellos dados en las fracciones E.02 a E.05 de esta norma para el tubo antes de aletar, excepto para el caso previsto en el párrafo E.01.d.2.d
- E.01.d.2.d El valor del esfuerzo máximo permitido para un templado o estado, que tenga un valor del esfuerzo más alto que el del tubo antes del aletado, puede usarse.

siempre y cuando las pruebas de tensión calificadas, demuestren que el templado o estado se ha logrado. Las pruebas de tensión calificadas se efectuarán en probetas de tubo aletado a las cuales se les han eliminado las aletas por medio de maquinado.

**E.01.d.2.e** La presión máxima permitida de trabajo interior o exterior en el tubo, deberá basarse en el espesor mínimo de pared de la parte aletada o la parte sin aletar, el que sea menor.

**E.01.d.2.f** Además de las pruebas requeridas en las especificaciones aquí establecidas, cada tubo deberá someterse a una prueba neumática interna después del aletado, a una presión de 17.6 kg/cm<sup>2</sup> (250 lb/pulg<sup>2</sup>) como mínimo durante 5 segundos, estando el tubo sumergido en agua, o en algún otro líquido apropiado.

**E.01.e** Partes estándar fundidas, forjadas, laminadas o troqueladas, sujetas a presión.

Las partes sujetas a presión, tales como accesorios para tubería, válvulas, bridas, boquillas, cuellos soldables, cachuchas soldables y marcos y cubiertas de registros de hombre, que sean fabricados por fundición, forja, laminado o troquelado, requerirán inspección, pruebas, y reportes de fábrica y deberán fabricarse con materiales aceptados en esta norma o por alguna otra norma aprobada, tal como ANSI, que cubra el tipo específico de pieza sujeta a presión. Dichas piezas deberán marcarse con el nombre o marca registrada del fabricante, así como las marcas requeridas por las diferentes normas. Estas marcas serán la certificación de que el producto cumple la especificación del material y norma indicada. Se habrán cumplido las condiciones marcadas en este párrafo, si en lugar de dar un marcaje detallado, la pieza se marca en forma permanente, de tal manera que permita su identificación contra catálogos y listas del fabricante para cada pieza en particular y dichos listas o catálogos estén a disposición de Petróleos Mexicanos.

**E.01.f** Tornillos, espárragos, tuercas y arandelas (roldanas)

**E.01.f.1** Los tornillos y espárragos pueden usarse para ensamblar partes desmontables y juntas atornilladas. Las especificaciones de los materiales y valores de los esfuer-

zos máximos permisibles para los materiales aceptados de tornillería, se dan en las fracciones E.02 a E.05 de esta norma.

**E.01.f.2** Los espárragos deberán tener cuerda corrida o deberán maquinarse hasta la raíz de la rosca en la parte sin ella.

**E.01.f.3** Las tuercas deben cumplir los requisitos del inciso E.02 g. Las tuercas deberán engarzar las roscas a toda su profundidad.

**E.01.f.4** El uso de arandelas o roldanas es optativo. Cuando se empleen, éstas deberán ser de materiales forjados.

**E.01.g** Barras y varillas.

**E.01.g.1** Las barras y varillas podrán emplearse para partes a presión tales como anillos de bridas, anillos de refuerzo, marcos para aberturas reforzadas, tirantes y tornillos, atesadores o riostras, y partes similares. Los materiales para barras y varillas deberán cumplir los requisitos de las fracciones E.02 a E.05, para barras, tornillos o remaches de esta norma.

**E.01.h** Forma del producto.

**E.01.h.1** Cuando no exista una especificación que cubra la forma de un producto particular de material forjado, para el que sólo existen especificaciones aprobadas que cubren otras formas de producto enlistado en esta cláusula, tal producto podrá usarse siempre y cuando cumpla lo siguiente:

**E.01.h.2** Las propiedades químicas y físicas, los requisitos de tratamiento térmico y los requisitos de desoxidación o requisitos de tamaño del grano, deben estar de acuerdo con las especificaciones incluidas en la sección II del Código ASME, debiendo utilizarse los valores del esfuerzo para esa especificación listados en esta cláusula.

**E.01.h.3** Los procedimientos de fabricación, las tolerancias, las pruebas y el marcado deben de acuerdo con la especificación que cubre la misma forma de producto de material similar.

**E.01.h.4** Para el caso de tubo soldado fabricado con placa, laminación o solera sin la adición de metal de aporte, los valores correspondientes del esfuerzo deberán cumplir por lo menos



- 01.h.5 Los reportes de pruebas de las laminadoras del material que hacen referencia a las especificaciones usadas en la producción del material, deberán además, hacer referencia a esta fracción (E.01.h).
- 02 **Materiales de acero al carbono y de baja aleación.**
- 02.a **Generalidades**
- 02.a.1 Todos los materiales de acero al carbono y de baja aleación, sujetos a esfuerzos debidos a la presión, deberán cumplir una de las especificaciones dadas en la Parte A de la Sección II del Código ASME, y se limitarán a los enlistados en la tabla E.02.a.
- 02.a.2 Los aceros al carbono y de baja aleación con un contenido de carbono mayor del 0.35% en análisis de comprobación, no deberán usarse en construcciones soldadas, ni deberán ser cortados con oxígeno.
- 02.a.3 Las partes pequeñas usadas en construcciones soldadas, serán de calidad soldable, debiendo estar de acuerdo con el párrafo E.01.e.
- 02.b **Placas o planchas de acero.**
- 02.b.1 Las especificaciones para placas de acero al carbono y de baja aleación, se dan en la tabla E.02.a, junto con una tabulación de los valores del esfuerzo permisible a diferentes temperaturas.
- 02.b.2 Las placas de acero que cumplan las especificaciones:
- |                       |  |
|-----------------------|--|
| SA—36                 | Acero estructural  |
| SA—283 GrA, B, C, y D | Placas de acero al carbono con calidad estructural de resistencia a la tensión, baja e intermedia. |
- Pueden usarse para partes a presión en recipientes, siempre y cuando cumplan los siguientes requisitos:
- 02.b.2.a Los recipientes no contendrán sustancias letales, ya sean líquidas o gaseosas.
- 02.b.2.b El material no se usará en la construcción de generadores de vapor no sujetos a fuego directo (ver fracción A.04).
- 02.b.2.c La temperatura de diseño a la que el material se va a emplear oscile entre  $-30^{\circ}$  y  $345^{\circ}\text{C}$  ( $-20^{\circ}$  y  $650^{\circ}\text{F}$ ).

- E.02.b.2.d El espesor de las placas en las que se aplique soldadura de resistencia, sea de 16 mm ( $\frac{5}{8}''$ ) como máximo.
- E.02.b.2.e El acero se fabrique por medio de los procesos de: Horno eléctrico, hogar abierto u oxígeno básico.
- E.02.c **Forjas de acero.**  
Las especificaciones aprobadas para forjas de acero al carbono y de baja aleación se dan en la tabla E.02.a, junto con la tabulación de los valores del esfuerzo permisible a diferentes temperaturas. (Ver incisos E.01.b).
- E.02.d **Fundiciones de acero.**
- E.02.d.1 Las especificaciones aprobadas para fundiciones de acero al carbono y de baja aleación se dan en la tabla E.02.a, junto con la tabulación de los valores del esfuerzo permisible a diferentes temperaturas. Estos valores del esfuerzo deberán multiplicarse por los factores de calidad de fundición citados en la fracción F.09. Las fundiciones que van a soldarse deberán ser de grado soldable.
- E.02.d.2 Las bridas y aditamentos fundidos que cumplan el código ANSI B.16.5, se deberán usar dentro de los límites especificados por este código.
- E.02.e **Tubos de acero.**
- E.02.e.1 Las especificaciones aprobadas para tubos de acero al carbono y de baja aleación se dan en la tabla E.02.a, junto con los valores del esfuerzo permisible de los materiales con que se fabrican los tubos. Los valores netos del esfuerzo permisible, después de aplicar la eficiencia de las juntas longitudinales en tubos fabricados soldados (con costura), se dan en la tabla E.02.b.
- E.02.e.2 Se pueden construir recipientes a presión con aditamentos de tubería, dentro de los límites presión-temperatura indicados en el código ANSI B16.5.
- E.02.f **Materiales para tornillos**  
Las especificaciones aprobadas de materiales para tornillos de acero al carbono y de baja aleación se dan en la tabla E.02.a, junto con los valores del esfuerzo permisible a diferentes temperaturas. (ver inciso E.01.e).
- E.02.g **Tuercas y arandelas.**

- .02.g.1 Los materiales para tuercas y arandelas deberán cumplir la especificación SA-194, o los requisitos para las tuercas de la especificación del material de tornillos con el cual se van a usar.
- .02.g.2 Las tuercas deberán tener un roscado con tolerancias de clase 2B, o más fino, de acuerdo al código ANSI B1.1. Los materiales para tuercas y arandelas deberán seleccionarse como sigue:
  - .02.g.2.a Las tuercas y arandelas de acero al carbono pueden usarse con tornillos o espárragos de acero al carbono.
  - .02.g.2.b Las tuercas de acero al carbono o de aleación, y las arandelas de acero al carbono o de aleación, de aproximadamente la misma dureza que las tuercas, podrán usarse con tornillos o espárragos de aleación, para temperaturas de metal hasta de 450°C (900°F) máximo.
  - .02.g.2.c Las tuercas de acero de aleación, se usarán con tornillos o espárragos de acero de aleación para temperaturas mayores de 450°C (900°F). Las arandelas, si se usan, serán de acero de aleación equivalente al material de la tuerca.
  - .02.g.2.d Las tuercas deberán estar semi-acabadas, achaflanadas y ajustadas. Para usarse con bridas que cumplan las normas enlistadas en el párrafo G.09.a, las tuercas deberán cumplir como mínimo, las dimensiones del código ANSI B182 para Tuercas Serie Pesada. Para usarse con conexiones diseñadas de acuerdo con la cláusula H, las tuercas deberán ser del tipo ANSI—Serie Pesada, pudiendo ser de otras dimensiones diferentes, siempre y cuando su resistencia, sea igual a la de dichos tornillos, tomando en cuenta el claro del agujero del tornillo, área de apoyo, forma de rosca y clase de ajuste, esfuerzo cortante en la cuerda y empuje radial de las cuerdas.
- .02.h Barra y varillas
  - .02.h.1 Las especificaciones, aprobadas para materiales en barras de acero al carbono se dan en la tabla E 02 a, junto con una tabulación de valores permisibles del esfuerzo a diferentes temperaturas.
  - .02.h.2 Los materiales para tornillos del parrafo E 02 f, pueden usarse como material para barras.
  - .02.h.3 Las partes fabricadas de barras donde se efectuarán sol-

TABLA E 02 a  
VALORES DEL ESFUERZO MÁXIMO PERMISIBLE A LA TENSION PARA ACEROS AL CARBONO Y DE BAJA ALEACION EN MILES DE LB/IN<sup>2</sup>  
(Ver párrafo K 02 e )

Composición Nominal	No. de Grupo	Forma del Producto	No. de Especificación	Núcleos	Resistencia		Para temperaturas del metal que no excedan de °F											Especificación Grado	No. de Acero al Carbono		
					Elástico Mínimo	Tensión Mínima Esperada	300	350	400	450	500	550	600	650	700	750	800			850	900
Acero al Carbono	1	Placa	SA 433	1-40	131(141)	45.0	28.0												SA 433	1-40	
	1	Placa	SA 433	1-60	131(141)	55.0	31.0												SA 433	1-60	
	1	Placa	SA 433	1-80	131(141)	65.0	34.0												SA 433	1-80	
	1	Placa	SA 433	1A-60	141(151)	80.0	37.0												SA 433	1A-60	
	1	Placa	SA 433	1A-80	141(151)	90.0	40.0												SA 433	1A-80	
	1	Placa	SA 433	1A-100	141(151)	100.0	43.0												SA 433	1A-100	
	1	Placa	SA 433	1A-120	141(151)	110.0	46.0												SA 433	1A-120	
	1	Placa	SA 433	1A-140	141(151)	120.0	49.0												SA 433	1A-140	
	1	Placa	SA 433	1A-160	141(151)	130.0	52.0												SA 433	1A-160	
	1	Placa	SA 433	1A-180	141(151)	140.0	55.0												SA 433	1A-180	
Acero al Carbono	2	Barra	SA 437	2-1	131(141)	70.0	40.0												SA 437	2-1	
	2	Barra	SA 437	2-2	131(141)	80.0	43.0												SA 437	2-2	
	2	Barra	SA 437	2-3	131(141)	90.0	46.0												SA 437	2-3	
	2	Barra	SA 437	2-4	131(141)	100.0	49.0													SA 437	2-4
	2	Barra	SA 437	2-5	131(141)	110.0	52.0													SA 437	2-5
	2	Barra	SA 437	2-6	131(141)	120.0	55.0													SA 437	2-6
	2	Barra	SA 437	2-7	131(141)	130.0	58.0													SA 437	2-7
	2	Barra	SA 437	2-8	131(141)	140.0	61.0													SA 437	2-8
	2	Barra	SA 437	2-9	131(141)	150.0	64.0													SA 437	2-9
	2	Barra	SA 437	2-10	131(141)	160.0	67.0													SA 437	2-10
Acero al Carbono	3	Barra	SA 437	3-1	131(141)	170.0	70.0												SA 437	3-1	
	3	Barra	SA 437	3-2	131(141)	180.0	73.0												SA 437	3-2	
	3	Barra	SA 437	3-3	131(141)	190.0	76.0												SA 437	3-3	
	3	Barra	SA 437	3-4	131(141)	200.0	79.0													SA 437	3-4
	3	Barra	SA 437	3-5	131(141)	210.0	82.0													SA 437	3-5
	3	Barra	SA 437	3-6	131(141)	220.0	85.0													SA 437	3-6
	3	Barra	SA 437	3-7	131(141)	230.0	88.0													SA 437	3-7
	3	Barra	SA 437	3-8	131(141)	240.0	91.0													SA 437	3-8
	3	Barra	SA 437	3-9	131(141)	250.0	94.0													SA 437	3-9
	3	Barra	SA 437	3-10	131(141)	260.0	97.0													SA 437	3-10
Acero al Carbono	4	Barra	SA 437	4-1	141(151)	270.0	100.0												SA 437	4-1	
	4	Barra	SA 437	4-2	141(151)	280.0	103.0												SA 437	4-2	
	4	Barra	SA 437	4-3	141(151)	290.0	106.0												SA 437	4-3	
	4	Barra	SA 437	4-4	141(151)	300.0	109.0													SA 437	4-4
	4	Barra	SA 437	4-5	141(151)	310.0	112.0													SA 437	4-5
	4	Barra	SA 437	4-6	141(151)	320.0	115.0													SA 437	4-6
	4	Barra	SA 437	4-7	141(151)	330.0	118.0													SA 437	4-7
	4	Barra	SA 437	4-8	141(151)	340.0	121.0													SA 437	4-8
	4	Barra	SA 437	4-9	141(151)	350.0	124.0													SA 437	4-9
	4	Barra	SA 437	4-10	141(151)	360.0	127.0													SA 437	4-10







VALORES DEL ESFUERZO MÁXIMO PERMISIBLE A LA TENSION PARA TUBOS DE MANUFACTURA SOLDADA EN MILES DE LB./PULG<sup>2</sup>

Las eficiencias de junta utilizadas en la preparación de esta tabla son Soldadura de resistencia eléctrica 85%, Soldadura a Traslape-80%, Soldadura a Topo 60%

Tabla E.02.b

Composición Química	No. de especificación	Tipo de producto	Forma de soldadura	No. de especificación	Grado	Notas	Límite de Esfuerzo		Tipo de junta	Para temperaturas del metal que no excedan de °F												No. de especificación
							Minimo	Maximo		300	350	400	450	500	550	600	650	700	750	800	850	
Acero al Carbono	SA 36	1	Tubo Sold	SA 36	A	(2113)	Flans	28.0	47.0	10.0	9.7	9.2	7.8	6.6	4.7	2.6	1.2	SA 36				
Acero al Carbono	SA 105	1	Tubo Sold	SA 105	A	(2113)	Flans	30.0	48.0	10.2	9.0	8.1	7.9	6.7	5.5			SA 105				
Acero al Carbono	SA 133	1	Tubo Sold	SA 133	A	(2113)	Flans	30.0	48.0	10.2	9.0	8.1	7.9	6.7	5.5			SA 133				
Acero al Carbono	SA 158	1	Tubo Sold	SA 158	A	(2113)	Flans	30.0	48.0	10.2	9.0	8.1	7.9	6.7	5.5			SA 158				
Acero al Carbono	SA 214	1	Tubo Sold	SA 214	A	(2113)	Flans	30.0	48.0	10.2	9.0	8.1	7.9	6.7	5.5			SA 214				
Acero al Carbono	SA 228	1	Tubo Sold	SA 228	A	(2113)	Flans	30.0	48.0	10.2	9.0	8.1	7.9	6.7	5.5			SA 228				
Acero al Carbono	SA 334	1	Tubo Sold	SA 334	1	(2113)	Flans	30.0	48.0	11.1								SA 334				
Acero al Carbono	SA 51	1	Tubo Sold	SA 51	B	(2113)	Flans	30.0	48.0	12.7	12.2	11.0	9.2	7.3	5.5			SA 51				
Acero al Carbono	SA 112	1	Tubo Sold	SA 112	B	(2113)	Flans	30.0	48.0	12.7	12.2	11.0	9.2	7.3	5.5			SA 112				
Acero al Carbono	SA 307	1	Tubo Sold	SA 307	C	(2113)	Flans	30.0	48.0	12.7	12.2	11.0	9.2	7.3	5.5			SA 307				
Acero al Carbono	SA 334	1	Tubo Sold	SA 334	C	(2113)	Flans	30.0	48.0	12.7	12.2	11.0	9.2	7.3	5.5			SA 334				
Acero al Carbono	SA 118	1	Tubo Sold	SA 118	C	(2113)	Flans	31.0	50.0	12.7	12.2	11.0	9.2	7.3	5.5			SA 118				
Acero al Carbono	SA 207	1	Tubo Sold	SA 207	C	(2113)	Flans	31.0	50.0	12.7	12.2	11.0	9.2	7.3	5.5			SA 207				
Acero al Carbono	SA 307	1	Tubo Sold	SA 307	C	(2113)	Flans	31.0	50.0	12.7	12.2	11.0	9.2	7.3	5.5			SA 307				
Acero al Carbono	SA 700	1	Tubo Sold	SA 700	T1b	(2113)	Flans	40.0	70.0	18.0	14.1	12.8	10.2	7.3	5.6			SA 700				
Acero al Carbono	SA 760	1	Tubo Sold	SA 760	T1b	(2113)	Flans	40.0	70.0	18.0	14.1	12.8	10.2	7.3	5.6			SA 760				
Acero al Carbono	SA 760	1	Tubo Sold	SA 760	T1	(2113)	Flans	40.0	70.0	18.0	14.1	12.8	10.2	7.3	5.6			SA 760				
Acero al Carbono	SA 760	1	Tubo Sold	SA 760	T1a	(2113)	Flans	40.0	70.0	18.0	14.1	12.8	10.2	7.3	5.6			SA 760				
Acero al Carbono	SA 423	1	Tubo Sold	SA 423	2	(2113)	Flans	37.0	60.0	17.3	13.7	12.7	12.2	11.7	10.0			SA 423				
Acero al Carbono	SA 423	1	Tubo Sold	SA 423	2	(2113)	Flans	37.0	60.0	17.3	13.7	12.7	12.2	11.7	10.0			SA 423				
Acero al Carbono	SA 334	2	Tubo Sold	SA 334	7	(2113)	Flans	30.0	48.0	13.0								SA 334				
Acero al Carbono	SA 334	2	Tubo Sold	SA 334	3	(2113)	Flans	30.0	48.0	13.0								SA 334				

NOTAS: Los valores del esfuerzo en esta tabla pueden interpretarse para materiales sometidos a temperaturas intermedias.  
 (1) Estos valores del esfuerzo se permiten únicamente para acero de bajo aleación que sea soldado a mano eléctrica.  
 (2) Para temperaturas de servicio mayores de 450°C (850°F) se recomienda usar los aceros calientes (húiles) contenidos en menos de 0.10% de níquel. Los aceros calientes (húiles) que han sido soldados con electrodos de aluminio y los aceros aluminados con níquel y aluminio se recomiendan para temperaturas de servicio superiores a 450°C (850°F) en casos que el material que se utiliza sea el aluminio que se indica en que se basan los valores de la tabla.  
 (3) Únicamente se usará acero aluminado (Alind) arriba de 450°C (850°F).  
 (4) No se permiten aceros de 30%, (100%), valor del esfuerzo permisible 13 300 lb/pulg<sup>2</sup> de 20°C a 30°C, (70°F a 100°F).

daduras, deberán ser de un material para el cual se da un número "P", en la tabla número QW-422 de la Sección IX del Código ASME, para la calificación del procedimiento.

E.02.i Materiales para operación a baja temperatura

E.02.i.1 Generalidades.

Los siguientes párrafos, contienen los requisitos obligatorios de los materiales para recipientes y partes de recipientes construidos de acero al carbono y de baja aleación, que se usarán a temperaturas de operación menores de -29°C (-20°F). Algunos de los materiales aceptables para servicio a temperaturas normales, sufren tal disminución de su resistencia al impacto a temperaturas abajo de cero, que los hacen incapaces de resistir con seguridad cargas de choque, cambios bruscos, o altas concentraciones de esfuerzos.

E.02.i.2 Materiales.

E.02.i.2.a Los materiales empleados en la construcción de recipientes a presión que van a operar a temperaturas menores de -29°C (-20°F) deberán cumplir las especificaciones dadas en la tabla E.02.a, los requisitos de este párrafo, y de los incisos L.12.e al L.12.h.

E.02.i.2.b Los recipientes que operarán a temperaturas menores de -29°C (-20°F), no se deberán construir con materiales que cumplan las especificaciones, SA-36, SA-113, o SA-283.

E.02.i.2.c Los materiales de acero al carbono y de baja aleación para trabajar a baja temperatura, deberán cumplir los requisitos del párrafo L.12.

E.03 Materiales de acero de alta aleación.

E.03.a Generalidades.

E.03.a.1 Usos. Algunos de los usos del acero de alta aleación.

Resistir la corrosión, evitar la contaminación de los contenidos con el hervor, facilitar la limpieza de recipientes que procesan alimentos, dar resistencia para la contaminación a altas temperaturas y dar resistencia al impacto a bajas temperaturas.

03.a.2 Condiciones de servicio. Se podrán requerir composiciones químicas específicas, procedimientos de tratamiento térmico, requisitos de fabricación y pruebas suplementarias para asegurar que el recipiente estará en su condición más favorable para el servicio propuesto.

03.a.3 En esta parte no se indican reglas para la selección de una aleación apropiada para el servicio propuesto, ni la tolerancia por abrasión o corrosión que debe preverse.

03.a.4 Las especificaciones aprobadas para fundiciones de acero de alta aleación, aparecen en la tabla E.03.a junto con una tabulación de los valores del esfuerzo permisible a diferentes temperaturas. Estos valores del esfuerzo deberán multiplicarse por los factores de calidad de fundición del párrafo F.09. Las fundiciones que van a soldarse deberán ser de grado soldable.

03.a.5 Las bridas y aditamentos fundidos de acero de alta aleación que cumplen el código ANSI B16.5, deberán usarse dentro de los límites fijados por dicho código.

03.b Materiales.

03.b.1 Generalidades.

03.b.1.a Todos los materiales sujetos a esfuerzo debido a la presión, deberán cumplir una de las especificaciones dadas en la Sección II del Código ASME y deberán limitarse a los enlistados en la tabla E.03.a, excepto como se prevé en el párrafo E.03.b 1.b.

03.b.1.b Se podrá agregar columbio o columbio más tantalio a los materiales tipo 309, 310 y 316 en una proporción mínima de 9 veces el contenido de carbono, pero no más de 1.0%. Estos materiales se denominan como tipos 309Cb, 310Cb y 316Cb, respectivamente en estas reglas. (Véase el párrafo M II g para la composición restringida sugerida por el tipo 316Cb). Los valores del esfuerzo máximo permisible para los metales con aleación de columbio o de columbio-tantalio serán los mismos que se dan en la tabla E.03.a, para los tipos 309, 310 y 316, respectivamente.

03.b.1.c En las especificaciones en las que se cita la tabla E.03.a no se emplea un subíndice uniforme para designar el número de grupo de los metales que están agrupados como

**TABLA E. 03 a**  
**VALORES DEL ESFUERZO MÁXIMO PERMISIBLE A LA TENSION**  
**PARA ACERO DE ALTA ALEACION EN MILES DE LB/PULG<sup>2</sup>**  
 (Ver párrafo K (2) e)

Materiales	Temperatura de servicio en grados fahrenheit	Temperatura de servicio en grados centigrados	Grado	Para temperaturas de metal que no excedan de 4°																
				100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600	
SA 302 035	60	15.0	15.0	15.0	14.3	13.8	13.3	12.8	12.4	12.2	12.0	11.8	11.6	11.4	11.2	11.0	10.8	10.6	10.4	10.2
SA 302 035	200	15.0	14.3	13.8	13.3	12.8	12.4	12.2	12.0	11.8	11.6	11.4	11.2	11.0	10.8	10.6	10.4	10.2	10.0	9.8
SA 302 035	400	15.0	14.3	13.8	13.3	12.8	12.4	12.2	12.0	11.8	11.6	11.4	11.2	11.0	10.8	10.6	10.4	10.2	10.0	9.8
SA 302 035	600	15.0	14.3	13.8	13.3	12.8	12.4	12.2	12.0	11.8	11.6	11.4	11.2	11.0	10.8	10.6	10.4	10.2	10.0	9.8
SA 302 035	800	15.0	14.3	13.8	13.3	12.8	12.4	12.2	12.0	11.8	11.6	11.4	11.2	11.0	10.8	10.6	10.4	10.2	10.0	9.8
SA 302 035	1000	15.0	14.3	13.8	13.3	12.8	12.4	12.2	12.0	11.8	11.6	11.4	11.2	11.0	10.8	10.6	10.4	10.2	10.0	9.8
SA 302 035	1200	15.0	14.3	13.8	13.3	12.8	12.4	12.2	12.0	11.8	11.6	11.4	11.2	11.0	10.8	10.6	10.4	10.2	10.0	9.8
SA 302 035	1400	15.0	14.3	13.8	13.3	12.8	12.4	12.2	12.0	11.8	11.6	11.4	11.2	11.0	10.8	10.6	10.4	10.2	10.0	9.8
SA 302 035	1600	15.0	14.3	13.8	13.3	12.8	12.4	12.2	12.0	11.8	11.6	11.4	11.2	11.0	10.8	10.6	10.4	10.2	10.0	9.8
SA 302 035	1800	15.0	14.3	13.8	13.3	12.8	12.4	12.2	12.0	11.8	11.6	11.4	11.2	11.0	10.8	10.6	10.4	10.2	10.0	9.8
SA 302 035	2000	15.0	14.3	13.8	13.3	12.8	12.4	12.2	12.0	11.8	11.6	11.4	11.2	11.0	10.8	10.6	10.4	10.2	10.0	9.8
SA 302 035	2200	15.0	14.3	13.8	13.3	12.8	12.4	12.2	12.0	11.8	11.6	11.4	11.2	11.0	10.8	10.6	10.4	10.2	10.0	9.8
SA 302 035	2400	15.0	14.3	13.8	13.3	12.8	12.4	12.2	12.0	11.8	11.6	11.4	11.2	11.0	10.8	10.6	10.4	10.2	10.0	9.8
SA 302 035	2600	15.0	14.3	13.8	13.3	12.8	12.4	12.2	12.0	11.8	11.6	11.4	11.2	11.0	10.8	10.6	10.4	10.2	10.0	9.8
SA 302 035	2800	15.0	14.3	13.8	13.3	12.8	12.4	12.2	12.0	11.8	11.6	11.4	11.2	11.0	10.8	10.6	10.4	10.2	10.0	9.8
SA 302 035	3000	15.0	14.3	13.8	13.3	12.8	12.4	12.2	12.0	11.8	11.6	11.4	11.2	11.0	10.8	10.6	10.4	10.2	10.0	9.8
SA 302 035	3200	15.0	14.3	13.8	13.3	12.8	12.4	12.2	12.0	11.8	11.6	11.4	11.2	11.0	10.8	10.6	10.4	10.2	10.0	9.8
SA 302 035	3400	15.0	14.3	13.8	13.3	12.8	12.4	12.2	12.0	11.8	11.6	11.4	11.2	11.0	10.8	10.6	10.4	10.2	10.0	9.8
SA 302 035	3600	15.0	14.3	13.8	13.3	12.8	12.4	12.2	12.0	11.8	11.6	11.4	11.2	11.0	10.8	10.6	10.4	10.2	10.0	9.8
SA 302 035	3800	15.0	14.3	13.8	13.3	12.8	12.4	12.2	12.0	11.8	11.6	11.4	11.2	11.0	10.8	10.6	10.4	10.2	10.0	9.8
SA 302 035	4000	15.0	14.3	13.8	13.3	12.8	12.4	12.2	12.0	11.8	11.6	11.4	11.2	11.0	10.8	10.6	10.4	10.2	10.0	9.8





**Tabla E 02 e**  
**VALORES DEL ESFUERZO MÁXIMO PERMISIBLE A LA TENSION**  
**PARA ACERO DE ALTA ALEACION EN MILES DE lb/pulg<sup>2</sup>**  
 (Ver párrafo K 02 e)

Temperatura del metal que no excedan de °F	Resistencia a la tensión - 20 a																No de Especificación
	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600	
100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	SA 213 TP310H SA 312 TP310H SA 312 TP310H SA 312 TP310H SA 318 TP310H SA 318 TP310H SA 467 TP310H SA 102 F316 SA 102 F316H SA 470 316
200	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	SA 440 317L SA 40 317L
300	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	SA 240 TP316 SA 102 TP316H SA 240 TP317 SA 102 TP317 SA 312 TP316H SA 312 TP317
400	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	SA 212 XM19 SA 240 XM19 SA 240 XM19 SA 212 XM19 SA 113 XM19 SA 102 XM19 SA 240 XM19
500	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	SA 240 TP316 SA 240 TP316H SA 240 TP317 SA 102 TP316 SA 312 TP316H SA 312 TP317
600	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	SA 102 F66M SA 102 F66M SA 430 TP321 SA 102 F321 SA 102 F66
700	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	SA 430 TP321H SA 102 F321H SA 430 TP321 SA 102 F321 SA 102 F66
800	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	SA 430 TP321H SA 102 F321H

Petroleros Mexicanos

Diseño de recipientes

**Tabla E 03 a**  
**VALORES DEL ESFUERZO MÁXIMO PERMISIBLE A LA TENSION**  
**PARA ACERO DE ALTA ALEACION EN MILES DE lb/pulg<sup>2</sup>**  
 (Ver párrafo K 02 e)

Temperatura del metal que no excedan de °F	Resistencia a la tensión - 20 a																No de Especificación
	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600	
100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	SA 240 316M SA 213 TP316H SA 312 TP316H SA 318 TP316H SA 430 TP316H
200	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	SA 240 316N SA 213 TP316H SA 312 TP316H SA 318 TP316H SA 430 TP316H
300	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	SA 240 TP316 SA 312 TP316H
400	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	SA 240 TP316 SA 312 TP316H
500	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	SA 240 TP316 SA 312 TP316H
600	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	SA 240 TP316 SA 312 TP316H
700	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	SA 240 TP316 SA 312 TP316H
800	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	SA 240 TP316 SA 312 TP316H

VALORES DEL ESFUERZO MAXIMO PERMISIBLE A LA TENSION PARA ACERO DE ALTA ALEACION EN MILES DE lb/pulg<sup>2</sup> (Ver párrafo K 02 e)

Table with columns for alloy type, grade, and temperature (100-1700 °F). Rows include 4130, 4140, 4150, 4340, 4350, 52100, 52100H, 52100H2, 52100H3, 52100H4, 52100H5, 52100H6, 52100H7, 52100H8, 52100H9, 52100H10, 52100H11, 52100H12, 52100H13, 52100H14, 52100H15, 52100H16, 52100H17, 52100H18, 52100H19, 52100H20, 52100H21, 52100H22, 52100H23, 52100H24, 52100H25, 52100H26, 52100H27, 52100H28, 52100H29, 52100H30, 52100H31, 52100H32, 52100H33, 52100H34, 52100H35, 52100H36, 52100H37, 52100H38, 52100H39, 52100H40, 52100H41, 52100H42, 52100H43, 52100H44, 52100H45, 52100H46, 52100H47, 52100H48, 52100H49, 52100H50.

Peligro de explosión

Tabla E 03 a VALORES DEL ESFUERZO MAXIMO PERMISIBLE A LA TENSION PARA ACERO DE ALTA ALEACION EN MILES DE lb/pulg<sup>2</sup> (Ver párrafo K 02 e)

Table with columns for alloy type, grade, and temperature (100-1700 °F). Rows include 4130, 4140, 4150, 4340, 4350, 52100, 52100H, 52100H2, 52100H3, 52100H4, 52100H5, 52100H6, 52100H7, 52100H8, 52100H9, 52100H10, 52100H11, 52100H12, 52100H13, 52100H14, 52100H15, 52100H16, 52100H17, 52100H18, 52100H19, 52100H20, 52100H21, 52100H22, 52100H23, 52100H24, 52100H25, 52100H26, 52100H27, 52100H28, 52100H29, 52100H30, 52100H31, 52100H32, 52100H33, 52100H34, 52100H35, 52100H36, 52100H37, 52100H38, 52100H39, 52100H40, 52100H41, 52100H42, 52100H43, 52100H44, 52100H45, 52100H46, 52100H47, 52100H48, 52100H49, 52100H50.

Diseño de recipientes a presión

TABLA E 03 a  
VALORES DEL ESFUERZO MAXIMO PERMISIBLE A LA TENSION  
PARA ALEROS DE ALTA ALIACION EN MILES DE lb/pulg.  
(Ver párrafo K. 02 a)

Compañía	No. de especificación	Límite Elástico	Resistencia a la tensión	Para temperaturas de metal que no excedan de 9°																		Grado
				Temperatura (°F)		Temperatura (°C)		Temperatura (°F)		Temperatura (°C)		Temperatura (°F)		Temperatura (°C)		Temperatura (°F)		Temperatura (°C)				
1000	1000	70.0	100.0	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	BA 240	TP 24079		
1000	1000	70.0	100.0	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	BA 240	TP 24079		

TABLA E 03 b  
VALORES DEL ESFUERZO MAXIMO PERMISIBLE A LA TENSION  
PARA ALEROS DE ALTA ALIACION EN MILES DE lb/pulg.  
(Ver párrafo K. 02 a)

Compañía	No. de especificación	Límite Elástico	Resistencia a la tensión	Para temperaturas de metal que no excedan de 9°																		Grado
				Temperatura (°F)		Temperatura (°C)		Temperatura (°F)		Temperatura (°C)		Temperatura (°F)		Temperatura (°C)		Temperatura (°F)		Temperatura (°C)				
1000	1000	70.0	100.0	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	BA 470	2105		
1000	1000	70.0	100.0	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	BA 470	2106		

Petrolex Mexicano

Distribución de Productos



E.04.b.1 Generalidades.

La placa base y otros materiales base usados en la construcción de recipientes con placa de recubrimiento integral (Clad) y aquéllos a los que se ha aplicado recubrimientos anticorrosivos (Lining), deberán cumplir los requisitos de las fracciones E.02 y E.03.

E.04.b.2 Placa recubierta (Clad)

E.04.b.2.a La placa recubierta, empleada en construcciones en las que los cálculos de diseño están basados en el espesor total, incluyendo el recubrimiento, (ver fracción N.02), deberán cumplir con alguna de las siguientes especificaciones:

SA-263 Especificación para placas, láminas y soleras de acero, recubiertas con acero al cromo, resistente a la corrosión.

SA-264 Especificación para placas, láminas y soleras de acero, recubiertas con acero al cromo-níquel, resistente a la corrosión.

SA-265 Especificación para placas de acero, recubiertas con níquel o aleaciones a base de níquel.

E.04.b.2.b La placa recubierta (Clad), empleada en construcciones en la que los cálculos de diseño se basan en el espesor de la placa recubierta, sin incluir el material del recubrimiento, puede ser de cualquier material de placa, base que satisfaga los requisitos del párrafo E.04.b.1, y cualquier material metálico de recubrimiento de calidad soldable que a juicio de Petróleos Mexicanos sea apropiado para el servicio propuesto.

E.04.b.2.c Las placas con recubrimiento integral (Clad), en las que cualquier parte del recubrimiento se incluye en los cálculos de diseño, como se permite en el párrafo N.02 c, deberá tener una resistencia mínima al corte de 1485 kg/cm<sup>2</sup> (20,000 lb/pulg<sup>2</sup>) cuando se prueba de la manera que se especifica en el párrafo N.02 d. Se deberá realizar una prueba de esfuerzo constante en cada placa recubierta después de rolada, y los resultados deberán ser reportados por las laminadoras (Ver párrafo E.04.b.2.d).

E.04.b.2.d Cuando cualquier parte del espesor de recubrimiento es especificado como mínimo para protección contra la adición de espesor del tiempo en la prueba de

TABLA E 04 a  
VALORES DEL ESFUERZO MAXIMO PERMISIBLE A LA TENSION  
EN MILES DE LB/PULG<sup>2</sup>  
(Ver Párrafo K 02 e)

Temperatura, °C	Producto de Aluminio y Aleación de Aluminio					Temperatura, °F
	Aluminio	Aluminio	Aluminio	Aluminio	Aluminio	
75	16	16	16	16	16	160
100	15	15	15	15	15	150
150	14	14	14	14	14	140
200	13	13	13	13	13	130
250	12	12	12	12	12	120
300	11	11	11	11	11	110
350	10	10	10	10	10	100
400	9	9	9	9	9	90
450	8	8	8	8	8	80
500	7	7	7	7	7	70
550	6	6	6	6	6	60
600	5	5	5	5	5	50
650	4	4	4	4	4	40
700	3	3	3	3	3	30
750	2	2	2	2	2	20
800	1	1	1	1	1	10
850	1	1	1	1	1	10
900	1	1	1	1	1	10
950	1	1	1	1	1	10
1000	1	1	1	1	1	10



VALORES DEL ESFUERZO MAXIMO PERMISIBLE A LA TENSION PARA MATERIALES NO FERROSOS EN MILES DE lb/pulg<sup>2</sup> (Ver parrafo K.02 e)

Table with columns: No. de especificacion, Resistencia a la tension, Limite elastico, Para temperaturas del metal que no excedan de °F, No. de especificacion. Includes rows for materials like CDA 110, CDA 102, etc.

Petroles Mexicanos

VALORES DEL ESFUERZO MAXIMO PERMISIBLE A LA TENSION PARA MATERIALES NO FERROSOS EN MILES DE lb/pulg<sup>2</sup> (Ver parrafo K.02 e)

Table with columns: No. de especificacion, Resistencia a la tension, Limite elastico, Para temperaturas del metal que no excedan de °F, No. de especificacion. Includes rows for materials like CDA 122, CDA 102, CDA 112, etc.

Diseño de recipientes a presión









**E 04 a**  
**VALORES DEL ESFUERZO MÁXIMO PERMISIBLE A LA TENSION**  
**PARA METALES NO FERROSOS EN MILES DE Lbs /Pulg<sup>2</sup>**

(Ver parrafo K 02 e)

Titanio sin alea

Material Forma y No de Espec	Resistencia a la tension Mínimo	Limite Elastico Mínimo	Notas	Para temperaturas del metal que no excedan de °F											
				Condicion	Especificada	Especificado	100	150	200	250	300	350	400	450	500
Lamina	Grado 1	35.0	25.0		8.8	8.1	7.3	6.5	5.8	5.2	4.8	4.5	4.1	3.6	3.1
Sclera	2 Recocido	50.0	40.0		12.5	12.0	10.9	9.9	9.0	8.4	7.7	7.2	6.6	6.2	5.7
Placa	3 Recocido	60.0	50.0		15.0	14.3	13.0	11.9	10.9	10.0	9.2	8.6	7.9	7.5	6.9
SB 265	7	50.0	40.0		12.5	12.0	10.9	9.9	9.0	8.4	7.7	7.2	6.6	6.2	5.7
Tubo	Grado 1 S cost Rec	35.0	25.0		8.8	8.1	7.3	6.5	5.8	5.2	4.8	4.5	4.1	3.6	3.1
SB 337	2 S cost Rec	50.0	40.0		12.5	12.0	10.9	9.9	9.0	8.4	7.7	7.2	6.6	6.2	5.7
	3 S cost Rec	65.0	55.0		16.3	15.5	14.1	12.9	11.8	10.8	10.0	9.3	8.6	8.0	7.5
	7 S cost Rec	50.0	40.0		12.5	12.0	10.9	9.9	9.0	8.4	7.7	7.2	6.6	6.2	5.7
	Grado 1 Sold Rec	35.0	25.0	(1) (2)	7.5	6.9	6.2	5.5	4.9	4.4	4.1	3.8	3.5	3.1	2.6
	2 Sold Rec	50.0	40.0	(1) (2)	10.6	10.2	9.3	8.4	7.7	7.1	6.5	6.1	5.6	5.3	4.8
	3 Sold Rec	65.0	55.0	(1) (2)	13.9	13.2	12.0	11.0	10.0	9.2	8.5	7.9	7.3	6.8	6.4
	7 Sold Rec	50.0	40.0	(1) (2)	10.6	10.2	9.3	8.4	7.7	7.1	6.5	6.1	5.6	5.3	4.8
Tubo	Grado 1 S cost Rec	35.0	25.0		8.8	8.1	7.3	6.5	5.8	5.2	4.8	4.5	4.1	3.6	3.1
SB 338	2 S cost Rec	50.0	40.0		12.5	12.0	10.9	9.9	9.0	8.4	7.7	7.2	6.6	6.2	5.7
	3 S cost Rec	65.0	55.0		16.3	15.5	14.1	12.9	11.8	10.8	10.0	9.3	8.6	8.0	7.5
	7 S cost Rec	50.0	40.0		12.5	12.0	10.9	9.9	9.0	8.4	7.7	7.2	6.6	6.2	5.7
	Grado 1 Sold Rec	35.0	25.0	(1) (2)	7.5	6.9	6.2	5.5	4.9	4.4	4.1	3.8	3.5	3.1	2.6
	2 Sold Rec	50.0	40.0	(1) (2)	10.6	10.2	9.3	8.4	7.7	7.1	6.5	6.1	5.6	5.3	4.8
	3 Sold Rec	65.0	55.0	(1) (2)	13.9	13.2	12.0	11.0	10.0	9.2	8.5	7.9	7.3	6.8	6.4
	7 Sold Rec	50.0	40.0	(1) (2)	10.6	10.2	9.3	8.4	7.7	7.1	6.5	6.1	5.6	5.3	4.8
Forjas	Grado 1	35.0	25.0		8.8	8.1	7.3	6.5	5.8	5.2	4.8	4.5	4.1	3.6	3.1
SB 381	F2 Recocido	50.0	40.0		12.5	12.0	10.9	9.9	9.0	8.4	7.7	7.2	6.6	6.2	5.7
	F3 Recocido	60.0	50.0		15.0	14.3	13.0	11.9	10.9	10.0	9.2	8.6	7.9	7.5	6.9
	7	50.0	40.0		12.5	12.0	10.9	9.9	9.0	8.4	7.7	7.2	6.6	6.2	5.7
Barra	Grado 1	35.0	25.0		8.8	8.1	7.3	6.5	5.8	5.2	4.8	4.5	4.1	3.6	3.1
Alambre	2 Recocido	50.0	40.0		12.5	12.0	10.9	9.9	9.0	8.4	7.7	7.2	6.6	6.2	5.7
SB 348	3 Recocido	60.0	50.0		15.0	14.3	13.0	11.9	10.9	10.0	9.2	8.6	7.9	7.5	6.9
	7	50.0	40.0		12.5	12.0	10.9	9.9	9.0	8.4	7.7	7.2	6.6	6.2	5.7
SB 551	Gr 702	52.0	30.0		13.0		11.0		9.3		7.0		6.1		6.0
Plano Rolado															
SB 523	Gr 702 Sin Cost	52.0	30.0		13.0		11.0		9.3		7.0		6.1		6.0
Tubo															
SB 523	Gr 702 Soldado	52.0	30.0	(1) (2)	11.1		9.4		7.9		6.0		5.2		5.1
Tubo															
SB 493	Gr 702	52.0	30.0		13.0		11.0		9.3		7.0		6.1		6.0
Forjado															
SB 550	Gr 702	52.0	30.0		13.0		11.0		9.3		7.0		6.1		6.0
Barra															

(1) No debe aplicarse a las barras y alambres del esfuerzo de tracción para tuberías.  
 (2) No debe aplicarse a las barras y alambres del esfuerzo de tracción para tuberías soldadas.

tensión. Cuando no se espere corrosión del recubrimiento, ninguna parte de éste, necesitará removerse antes de la prueba, aunque el exceso de espesor haya sido previsto o esté disponible como tolerancia por corrosión.

**E.04.b.3 Recubrimiento (Lining).**

**E.04.b.3.a** El material de recubrimiento resistente a la corrosión puede ser cualquier material metálico de calidad soldable, que a juicio de Petróleos Mexicanos sea propio para el servicio propuesto.

**E.04.b.3.b** También se consideran dentro de esta categoría los recubrimientos a base de resinas, polímeros, vidrio, etc. que a juicio de Petróleos Mexicanos sean apropiados para el servicio propuesto.

**E.04.b.4** En la tabla E.04.a, se muestran algunos materiales metálicos no ferrosos, con sus respectivos valores máximos del esfuerzo permisible a la tensión, que podrán usarse como recubrimiento integral o como recubrimiento aplicado.

**E.05 Materiales de aceros ferríticos con propiedades a la tensión mejoradas por tratamiento térmico**

**E.05.a Generalidades.**

Las reglas de esta parte se aplican a recipientes a presión y sus partes que se construyan con aceros ferríticos apropiados para soldarse, y cuyas propiedades a la tensión se han mejorado por tratamiento térmico, y se usarán en conjunto con los requisitos generales y particulares de la norma. El tratamiento térmico puede aplicarse a las partes individuales, antes del ensamble con soldadura, a componentes parcialmente fabricados, o a todo el recipiente completo, después de terminada la soldadura. Esta parte no se aplica a aquellos aceros austeníticos para su uso, bajo las reglas de la fracción E.02, que se suministran en espesores en los cuales se utiliza un tratamiento térmico con un enfriamiento acelerado, incluyendo el temple en líquido para lograr estructuras microestructurales comparables a las conseguidas por la normalización de secciones más delgadas.

Los recipientes de forja integral, templados y revenidos,

que no tengan juntas soldadas, no están cubiertos por esta fracción (E.05).

E.05.b Materiales.

E.05.b.1 Generalidades.

E.05.b.1.a Los aceros comprendidos en esta parte, sujetos a esfuerzos debidos a la presión, deberán cumplir una de las especificaciones aprobadas y enlistadas en la tabla E.05.a. No deberá excederse las limitaciones en espesor de las especificaciones para el material.

E.05.b.1.b Los aceros enlistados en la tabla E.05 a, pueden usarse para todo el recipiente, o para componentes individuales que se unen a otros grados enlistados en dicha tabla, o a otros aceros que cumplen especificaciones enlistadas en los párrafos E.02 y E.03, cuando específicamente se permita en esta norma. (Como en los párrafos O.03.b y en O.08.b).

E.05.b.2 Pruebas requeridas.

E.05.b.2.a A todos los materiales enlistados en la tabla E.05.a, se les probará su grado de ductilidad, tal como se especifica en el párrafo UHT-6 de la Sección VIII del Código ASME.

E.05.b.2.b Se deberá hacer una prueba de impacto Charpy con ranura en V, por cada placa que sea tratada térmicamente y por cada corda de barras, tubos, secciones soldadas, partes forjadas, o fundiciones, incluidas en cualquier lote de tratamiento termico.

E.05.b.2.c Los materiales que cumplan las especificaciones SA-517 y SA-592, para su utilización a temperaturas mínimas de diseño abajo de  $-29^{\circ}\text{C}$  ( $-20^{\circ}\text{F}$ ) y los materiales que cumplen la especificación SA-645, para usarse a temperaturas mínimas de diseño de  $171^{\circ}\text{C}$  ( $275^{\circ}\text{F}$ ), además de lo prescrito en el párrafo E.05.b.2.a, se les hará una prueba de Caída Libre de Peso, de acuerdo con la especificación ASTM-E-209.

F REQUISITOS GENERALES DE DISEÑO

F.01 Generalidades

F.01.a El diseño de recipientes a presión y partes sujetos a pres-

TABLA E.05.a  
VALORES DEL ESFUERZO MÁXIMO PERMISIBLE A LA TENSIÓN  
PARA ACEROS FERRITICOS CON PROPIEDADES MEJORADAS  
POR TRATAMIENTO TERMICO EN MILES DE lb/pulg<sup>2</sup>  
(Ver párrafo K.02 e)

No. de Especificación	Grado	Resistencia a la tensión Mínima Especificada	Limite Elástico Mínimo Especificado	Notas	Para temperaturas de metal que no excedan las de:																		
					150 y menor	200	250	300	400	500	600	650	700	750									
Placas																							
SA 353		100.0	75.0	(1) (2)	25.0	23.4	22.7																
SA 353		100.0	75.0	(1) (3)	23.7	22.2	21.5																
SA 517	A	115.0	100.0		28.7	27.7		26.7	26.0	25.0	25.0												
SA 517	B	115.0	100.0		28.7	27.7		26.7	26.0	25.0	25.0												
SA 517	D	115.0	100.0		28.7	27.7		26.7	26.0	25.0	25.0												
SA 517	E	115.0	100.0		28.7	27.7		26.7	26.0	25.0	25.0												
SA 517	F	115.0	100.0		28.7	27.7		26.7	26.0	25.0	25.0												
SA 517	J	115.0	100.0		28.7	27.7		26.7	26.0	25.0	25.0												
SA 503	I, H No soldado	100.0	85.0	(1) (2) (4)	25.0	23.4	22.7																
SA 553	IH Soldado	100.0	85.0	(1) (3) (4) (8)	23.7	22.2	21.5																
SA 407	40	105.0	85.0	(5)	26.2	24.9	24.4	24.4	24.4	24.4	24.4												
SA 645		95.0	65.0	(1)	23.7	23.7	23.3																
SA 533	B (C) 3	100.0	82.5		25.0	25.0		25.0	25.0	25.0	25.0												
SA 533	D (C) 3	100.0	82.5		25.0	25.0		25.0	25.0	25.0	25.0												
Tubos																							
SA 333	8	100.0	75.0	(1) (2)	25.0	23.4	22.7																
SA 333	8	100.0	75.0	(1) (3)	23.7	22.2	21.5																
SA 334	8	100.0	75.0	(1) (2)	25.0	23.4	22.7																
SA 334	8	100.0	75.0	(1) (3)	23.7	22.2	21.5																
Forjas																							
SA 508	C14	105.0	85.0		26.2	26.2		26.2	26.0	25.8	25.4	25.1											
SA 522		100.0	75.0	(2)	25.0	23.4	22.7																
SA 522		100.0	75.0	(3)	23.7	22.2	21.5																
SA 532	A < 2%	115.0	100.0		28.7	27.7		26.7	26.0	25.0	25.0												
SA 532	E < 2%	115.0	100.0		28.7	27.7		26.7	26.0	25.0	25.0												
SA 592	F < 2%	115.0	100.0		28.7	27.7		26.7	26.0	25.0	25.0												
SA 592	A < 2%	105	90		26.2	25.3	24.3	24.4	23.7	23.7	23.3	22.9											
SA 592	E < 2%	105	90		26.2	25.3	24.9	24.4	23.7	23.7	23.3	22.9											
SA 592	F > 2%	105	90		26.2	25.3	24.9	24.4	23.7	23.7	23.3	22.9											

notas

- 1) El espesor mínimo después del formado de cualquier sección sujeta a presión será de 5 mm (3/16 pulg.)
- 2) No soldado
- 3) Soldado
- 4) El grado de material SA 553 no deberá usarse para temperaturas mínimas permitidas abajo de  $170^{\circ}\text{C}$  ( $325^{\circ}\text{F}$ )
- 5) A estos valores del esfuerzo para fundiciones se les deberá sumar el factor de reducción prescrito en el párrafo F.09
- 6) La resistencia mínima a la tensión de la probeta reducida de soldadura, debe ser  $(\text{W} / \text{A} \times 10^2)$  de acuerdo con el Código ASME, con un mínimo de 6690 kg/cm<sup>2</sup> (35000 lb/pulg<sup>2</sup>)

sión deberá cumplir los requisitos generales de diseño dados a continuación, además de los requisitos específicos para diseño dados en las cláusulas G a la P, así como las Sugestiones Prácticas Relativas al Diseño, dadas en la cláusula R.

01.b Espesor mínimo de placa. El espesor de toda placa sujeta a presión, después de conformada, no deberá ser menor que el espesor mínimo especificado en los incisos L.01.b y M.01.b.

01.c Las cabezas conformadas para recipientes a presión serán de una sola pieza. En los casos en que, por limitaciones dimensionales del material, no sea posible que se fabriquen de una sola pieza, el diseño de la cabeza deberá someterse a la aprobación de Petróleos Mexicanos; en este caso, las cabezas con costura deberán cumplir con los siguientes requisitos:

01.c.1 Deberán evitarse las deformaciones de las piezas durante el corte, la conformación y la soldadura, con el fin de mantener las condiciones de diseño y la mayor uniformidad de los esfuerzos unitarios resistentes de la membrana.

01.c.2 Las soldaduras en las cabezas, serán inspeccionadas por radiografía en un 100%.

01.c.3 El material para cabezas con costura, deberá inspeccionarse ultrasónicamente, antes y después del conformado.

01.c.4 Después del conformado y de la soldadura, el material deberá someterse a tratamiento térmico, de acuerdo con el material y los requisitos de esta norma, para recuperar las condiciones especificadas.

01.c.5 En las cabezas conformadas, no deberán concurrir más de tres juntas soldadas en un punto. La distancia mínima entre puntos de concurrencia, deberá ser de 152.4 mm (6 pulg), o (1) cuatro veces el espesor de la cabeza, en espesores mayores de 38.1 mm (1 1/2 pulg), medida sobre la soldadura que las une.

## 02 Métodos combinados de fabricación.

02.a Un recipiente puede diseñarse y construirse con una combinación de los métodos dados en esta norma, comprobando que se siguen las reglas correspondientes a cada

método, y que el recipiente se empleará para servicios que queden dentro de los permitidos por el método de diseño más estricto.

## F.03 Combinación de materiales

F.03.a Un recipiente puede diseñarse con cualquier combinación de materiales aprobados por esta norma, comprobando que se siguen las reglas aplicables y se cumplen los requisitos de la sección IX del código ASME, para soldar materiales de diferente composición.

F.03.b Se deberán tomar precauciones en el diseño de recipientes con materiales combinados, debido a los diferentes coeficientes de expansión, con objeto de evitar problemas bajo condiciones de temperatura extremas, o debido a partes con restricción no común, tales como puntos de concentración de esfuerzos y cambios de metalurgia que ocurren a temperaturas elevadas.

## F.04 Construcciones especiales

F.04.a Unidades con servicios combinados. Cuando se tenga un recipiente a presión con dos o más cámaras independientes que vayan a operar a las mismas, o a diferentes condiciones de presión y temperatura, cada cámara deberá diseñarse y construirse para soportar la condición más severa de presión y temperatura coincidentes que pueda presentarse en servicio normal. Solamente las partes de cámaras cubiertas por la cláusula "A" de esta norma, necesitan diseñarse de acuerdo con sus previsiones.

F.04.b Recipientes de forma especial. Los recipientes diferentes a los cilíndricos o esféricos y aquellos en los que no se den reglas de diseño en esta norma, deberán diseñarse de acuerdo con la cláusula D.

F.04.c Cuando no se den reglas de diseño y no se pueda calcular la resistencia de un recipiente a presión o parte sujeta a presión con suficiente confianza en los resultados del mismo, la presión máxima permisible de trabajo deberá establecerse de acuerdo con los requisitos del párrafo UG-101 de la Sección VIII Div. 1 del Código ASME.

05 *Temperatura de diseño*

05.a La temperatura usada en el diseño, deberá ser como mínimo, la temperatura media del metal a través del espesor, a las condiciones de operación esperadas para la parte considerada, excepto para los casos previstos en el sub párrafo K.01.a 4.c. De ser necesario, la temperatura del metal deberá determinarse por medio de computadoras, usando un procedimiento aceptado de transmisión de calor, o por medición directa en equipo que trabaje a condiciones de operación equivalentes. En ningún caso deberán excederse las temperaturas máximas de la superficie del metal, enlistadas en las tablas de esfuerzos de materiales, ni tampoco las limitaciones de temperatura especificadas en cualquier parte de esta norma.

05.b Cuando pueda predeterminarse la concurrencia de diferentes temperaturas del metal para diferentes zonas de un recipiente, el diseño de cada zona deberá basarse en su temperatura predeterminada. Cuando puedan ocurrir cambios cíclicos de temperatura en forma repentina durante la operación normal, con cambios pequeños en la presión, el diseño deberá basarse en la más alta temperatura probable (o la menor, para temperaturas abajo de  $-29^{\circ}\text{C}$  ( $-20^{\circ}\text{F}$ ) y su presión correspondiente).

05.c En el apéndice C de la Sección VIII Div. 1 del Código ASME, se sugieren algunos métodos para determinar la temperatura de pared del recipiente en servicio.

06 *Presión de diseño*

06.a Los recipientes amparados por esta norma, deberán diseñarse como mínimo, para la condición coincidente más severa de presión y temperatura esperada en operación normal. Para esta condición deberá considerarse la diferencia máxima de presión entre interior y el exterior del recipiente o entre dos puntos cualquiera de una unidad con servicio combinado.

07 *Cargas*

07.a Las cargas a considerar en el diseño de un recipiente, deberán ser las siguientes:

F.07.a.1 Presión de diseño, interior o exterior (tal como se define en la fracción F.06).

F.07.a.2 Cargas de impacto, incluyendo fluctuaciones rápidas de presión.

F.07.a.3 Peso del recipiente y su contenido, bajo condiciones de operación o de prueba; esto incluye la presión adicional debida a la carga estática de líquidos.

F.07.a.4 Cargas sobrepuestas, tales como, otros recipientes, equipo en operación, aislamiento, recubrimientos resistentes a la corrosión o erosión, y tubería.

F.07.a.5 Cargas por viento o sismo, cuando se requiera.

F.07.a.6 Reacciones debidas a las patas, anillos, silletas y otros tipos de soporte (ver fracciones R.01 y R.04).

F.07.a.7 Efecto de los gradientes de temperatura en los esfuerzos máximos.

F.08 *Valores del esfuerzo máximo permisible*

F.08.a El valor del esfuerzo máximo permisible de un material dado para la fabricación de un recipiente bajo las reglas de esta norma, es la unidad máxima de esfuerzo permitido. Los valores permisibles de la resistencia máxima a la tensión para diferentes materiales, se dan en las siguientes tablas:

Tabla E.02 a. Valores del esfuerzo máximo permisible a la tensión, para aceros al carbono y de baja aleación.

Tabla E.03 a. Valores del esfuerzo máximo permisible a la tensión, para aceros de alta aleación.

Tabla E.04 a. Valores del esfuerzo máximo permisible a la tensión, para materiales no ferrosos.

Tabla E.05 a. Valores del esfuerzo máximo permisible a la tensión, para aceros ferríticos con propiedades mejoradas por tratamiento térmico.

Tabla E.02 b. Valores del esfuerzo máximo permisible a la tensión, para tubería soldada de acero al carbono y de baja aleación.

F.08.b El esfuerzo máximo permitido a la compresión que se usará en el diseño de envolventes cilíndricos sujetos a cargas que producen un esfuerzo longitudinal a la separación

sión en la envolvente, será el menor de los siguientes valores:

- 8.b.1 El valor del esfuerzo máximo permitido a la tensión, de acuerdo con el inciso F.08.a.
- 8.b.2 El valor del factor "B" determinado en la gráfica aplicable de las cláusulas M, N y O, para la determinación del espesor necesario de envolventes y cabezas bajo presión externa, usando la siguiente definición de símbolos indicados en dicha gráfica:  
 $t_b$  = Espesor mínimo requerido para las placas de la envolvente, sin incluir la tolerancia por corrosión, en pulgadas.  
 $L_r$  = Radio interior de la envolvente cilíndrica, en pulgadas.
- 8.b.3 El valor de "B", se determinará de la siguiente manera, por medio de la gráfica aplicable de las cláusulas M, N y O, de esta norma:
- Paso I** Suponer un valor de " $t_b$ " y calcular la relación " $L_r/100 t_b$ ".
- Paso II** Entrar en la gráfica por el lado izquierdo con el valor de " $L_r/100 t_b$ ", determinado.
- Paso III** Trazar una línea hasta intersectar la línea denominada "Línea de esfera".
- Paso IV** De la intersección del paso III, trazar una línea vertical hasta intersectar la línea de temperatura del diseño (para temperaturas intermedias se pueden hacer interpolaciones en la gráfica).
- Paso V** De la intersección del paso IV, trazar una línea horizontal, para leer en el lado derecho de la gráfica el valor de "B". Este será el valor real del esfuerzo máximo a la compresión para el valor de " $t_b$ " supuesto en el paso I.
- Paso VI** Comparar este valor de "B", con el calculado para el valor supuesto de " $t_b$ ". Si el valor calculado es mayor que el encontrado en la gráfica, se deberá emplear un valor mayor de " $t_b$ " y repetir todo el procedimiento desde el paso I hasta el paso V, hasta que el valor de "B" encontrado en la gráfica, sea mayor que el calculado.

La eficiencia de las juntas soldadas a tope deberá considerarse como uno (1).

- F.08.c Se determinará que el espesor de pared para un recipiente calculado bajo estas reglas, de manera que el esfuerzo directo (de membrana) máximo, debido a cualquier combinación de las cargas enlistadas la fracción F.07, que se espera pueda ocurrir en forma simultánea durante la operación normal del recipiente, no exceda el valor del esfuerzo máximo permisible a la temperatura que se espera mantener en el metal bajo los condiciones de carga consideradas. Para temperaturas intermedias se podrán interpolar valores. (Ver fracción R.05)
- F.09 Fundiciones**
- F.09.a Factores de calidad. Se deberá aplicar un factor de calidad de fundición al valor del esfuerzo permisible de los materiales, tal como se indica en los párrafos F.09.a.1 al F.09.a.3.
- F.09.a.1 Se aplicará un factor de 80% máximo, a las fundiciones estáticas inspeccionada únicamente de acuerdo a los requisitos mínimos de la especificación del material.
- F.09.a.2 Se aplicará un factor de 85% máximo, a las fundiciones centrífugas inspeccionadas con los requisitos mínimos de la especificación del material, que sean maquinadas en todas sus superficies después de recibir tratamiento térmico, hasta lograr un acabado mínimo de 250 micropulgadas de desviación aritmética media.
- F.09.a.3 A los aceros al carbono, de baja, o alta aleación, se les podrá aplicar un factor de calidad mayor, si, además de cumplir los requisitos mínimos del material, se les hace una inspección adicional de acuerdo a lo siguiente.
- I** Si las fundiciones centrífugas son inspeccionadas por el método de partículas en gel o por el método de líquido penetrante, se les podrá aplicar un factor de calidad máximo de 90%.
- II** Si las fundiciones estáticas o centrífugas son inspeccionadas de acuerdo con todos los requisitos del Apéndice VII de la Sección VIII, Div. 1 del Código ASME, se les podrá aplicar un factor de calidad máximo de 100%.

09.b Marcas e identificación. A las fundiciones que se les vaya a aplicar un factor de calidad de fundición de 90% o de 100%, deberá estampárseles las marcas de identificación del fabricante y de los materiales, además del factor de calidad de la fundición.

10 Corrosión

10.a En los recipientes o partes de los mismos sujetos a adelgazamiento por corrosión, erosión o abrasión mecánica, deberán tomarse las precauciones necesarias para dar la vida deseada del recipiente, tal como aumento del espesor adicional, además del calculado por las fórmulas de diseño, o por otro medio de protección apropiado. (Ver párrafo R.02).

10.b El espesor de material aumentado como protección contra corrosión, no necesita ser el mismo para todas las partes del recipiente, si se esperan diferentes condiciones de ataque en las mismas.

10.c No se requiere espesor adicional, cuando por experiencia en servicios similares se ha demostrado que no hay corrosión, o que ésta es superficial, excepto para lo previsto en la fracción L.04.

10.d Agujeros testigo. Se podrán emplear agujeros testigo, con el objeto de obtener una indicación positiva cuando el espesor se ha reducido hasta un límite peligroso. Cuando se usen agujeros testigo, éstos deberán ser de 5 mm ( $\frac{3}{16}$ " ) de diámetro por lo menos, con una profundidad mínima de 80% del espesor requerido para una envolvente sin costura de dimensiones iguales. Dichos agujeros deberán localizarse en la parte exterior en la que se espera, tenga corrosión. Para agujeros testigo en recipientes con revestimiento integral (Clad) o con recubrimiento aplicado (Lining) véase el párrafo N.04.a.

10.e Aberturas para drenaje. Los recipientes sujetos a corrosión, deberán tener una abertura para drenaje en el punto más bajo posible del mismo, o un tubo que penetre desde cualquier parte y cuyo extremo quede 6 mm ( $\frac{1}{4}$ " ) aproximadamente del punto más bajo.



F.11 Recubrimientos (Linings)

F.11.a Los recubrimientos de protección contra la corrosión, o abrasión del recipiente, ya sean fijados o no a la pared del mismo, no deberán considerarse como parte contribuyente a la resistencia de la pared, excepto como se prevé en la fracción R.03 y en la cláusula N.

F.12 Espesor de envolventes sujetas a presión interna

F.12.a El espesor de las envolventes sujetas a presión interna, no deberá ser menor que el calculado por medio de las fórmulas de los incisos F.12.c y F.12.d. Además, se deberá prever que puedan existir cualquiera de las cargas enlistadas en la fracción F.07, cuando se espere que puedan concurrir. (Ver fracción F.01).

F.12.b Los términos definidos a continuación, se emplearán en las fórmulas de los incisos F.12.c y F.12.d.

t = Espesor mínimo requerido de las placas de la envolvente, sin incluir tolerancia por corrosión, en pulg. (Ver fracción F.10).

P = Presión de diseño, lb/pulg<sup>2</sup> (Ver fracción F.06), o presión máxima permisible de trabajo, en el caso de recipientes en operación

R = Radio interior de la envolvente en consideración, en pulgadas, antes de aumentar la tolerancia por corrosión.

S = Valor del esfuerzo máximo permisible, lb/pulg<sup>2</sup>. Véase la tabla aplicable, y las limitaciones de esfuerzos especificados en los párrafos F.09 y K.02.e

E = Eficiencia para la junta de unión, o eficiencia de la junta adecuada en recipientes cilíndricos, o de cualquier junta en recipientes esféricos, o eficiencia de los ligamentos entre aberturas, la que sea menor

Para recipientes soldados, véase las eficiencias del inciso K.02.e.

Para ligamentos entre aberturas, véase las eficiencias calculadas por medio de las reglas de la cláusula J.

F.12.c Envolventes cilíndricas. El espesor mínimo de la presión máxima permitida de trabajo en envolventes cilíndricas





serán el mayor espesor a la menor presión, resultantes del cálculo efectuado con las fórmulas de los párrafos F.12.c.1 y F.12.c.2.

F.12.c.1 Esfuerzo tangencial (juntas longitudinales). Cuando el espesor no sea mayor que la mitad del radio interior, o cuando la presión no sea mayor que 0.385 SE, se emplearán las siguientes fórmulas:

$$t = \frac{PR}{SE - 0.6P} \text{ o, } P = \frac{SEt}{R + 0.6t}$$

F.12.c.2 Esfuerzo longitudinal (juntas circunferenciales). Cuando el espesor no sea mayor que la mitad del radio interior, o cuando la presión no sea mayor que 1.25 SE, se emplearán las siguientes fórmulas:

$$t = \frac{PR}{2SE + 0.4P} \text{ o, } P = \frac{2SEt}{R - 0.4t}$$

F.12.d Envoltentes esféricas. Cuando el espesor de una envoltente totalmente esférica no sea mayor de 0.356 R, o cuando la presión no sea mayor de 0.665 SE, se emplearán las siguientes fórmulas:

$$t = \frac{PR}{2SE - 0.2P} \text{ o, } P = \frac{2SEt}{R + 0.2t}$$

F.12.e Cuando sea necesario, se reforzarán las envoltentes por medio de atesadores, o cualquier otro medio de refuerzo para prevenir sobre-esfuerzos o deformaciones grandes bajo las condiciones de carga externa enlistadas en la fracción F.07 y que no sean presión ni temperatura.

F.12.f Una envoltente con chaqueta reforzada que cubra totalmente un recipiente cilíndrico o esférico, deberá cumplir los requisitos del inciso I.01.c.

F.12.g Fórmulas suplementarias para el diseño de envoltentes

F.12.g.1 Espesor de envoltentes cilíndricas y esféricas, sujetas a presión interna.

F.12.g.1.a Las siguientes fórmulas, en términos del radio exterior, son equivalentes a las dadas en lugar de las dadas en los incisos F.12.c.1 y F.12.c.2.

(1) Para envoltentes cilíndricas.

$$t = \frac{PR_o}{SE + 0.4P} \text{ o, } P = \frac{SEt}{R_o - 0.4t}$$

(2) Para envoltentes esféricas:

$$t = \frac{PR_o}{2SE + 0.8P} \text{ o, } P = \frac{2SEt}{R_o - 0.8t}$$

Donde;  $R_o$  = Radio exterior de la esfera o de la envoltente cilíndrica considerada, (pulg). Los demás símbolos se encuentran definidos en el inciso F.12.b.

F.12.g.2 Espesor de envoltentes cilíndricas gruesas, sujetas a presión interna.

F.12.g.2.a Esfuerzo tangencial en juntas longitudinales. Cuando el espesor de la envoltente cilíndrica bajo presión interna excede de la mitad del valor del radio interior, o cuando P excede del valor de 0.385 SE, se deberán aplicar las siguientes fórmulas:

$$t = R (Z^2 - 1) = R_o \frac{(Z^2 - 1)}{Z^2}$$

en donde:

$$Z = \frac{SE + P}{SE - P}$$

o bien:

$$P = SE \frac{(Z - 1)}{(Z + 1)}$$

donde:

$$Z = \left[ \frac{R + t}{R} \right]^2 = \left[ \frac{R_o}{R} \right]^2 = \left[ \frac{R_o}{R_o - t} \right]^2$$

F.12.g.2.b Esfuerzo longitudinal en juntas circunferenciales. Cuando el espesor de la envoltente cilíndrica bajo presión interna excede de la mitad del valor del radio interior, o cuando P excede del valor de 0.385 SE, se deberán aplicar las siguientes fórmulas:

$$t = R (Z^2 - 1) = R_o \frac{(Z^2 - 1)}{Z^2}$$

donde:  $Z = \left[ \frac{P}{SE} + 1 \right]$

o, bien:

$$P = SE (Z - 1)$$

donde;  $Z = \left[ \frac{R + t}{R} \right]^2 = \left[ \frac{R_o}{R} \right]^2 = \left[ \frac{R_o}{R_o - t} \right]^2$

La simbología es la definida en los párrafos F.12 b y F.12.g.1.a.

F.12.g.3 Espesor de envolventes esféricas gruesas, bajo presión interna.

Quando el espesor de la envoltura de un recipiente completamente esférico, o de una cabeza hemisférica bajo presión interna excede del valor de 0.356 R, o cuando la presión "P" excede del valor de 0.665 SE, se aplicarán las siguientes fórmulas:

$$t = R (Y^{1/2} - 1) = R_o \left[ \frac{Y^{1/2} - 1}{Y^{1/2}} \right]$$

donde:  $Y = \frac{2(SE+P)}{2SE-P}$

o, bien:

$$P = 2SE \left[ \frac{Y - 1}{Y + 2} \right]$$

donde:  $Y = \left[ \frac{R+t}{R} \right]^3 = \left[ \frac{R_o}{R_o-t} \right]^3$

La simbología es la definida en los párrafos F.12.b y F.12.g.1.a

F.13 *Espeor de envolventes sujetas a presión externa*

F.13.a Las reglas para diseño de envolventes sujetas a presión externa dadas en esta norma, se limitan a envolventes cilíndricas y cónicas, con o sin alfileres de refuerzo. En la figura No. F.13, se muestran tres tipos de envolventes cilíndricas, bajo presión externa.

F.13.b La nomenclatura definida a continuación, es la que se emplea en las fórmulas dadas en este párrafo:

t = Espesor mínimo requerido de la placa de la envoltura cilíndrica, que incluya tolerancia para corrosión (si la hubiera)

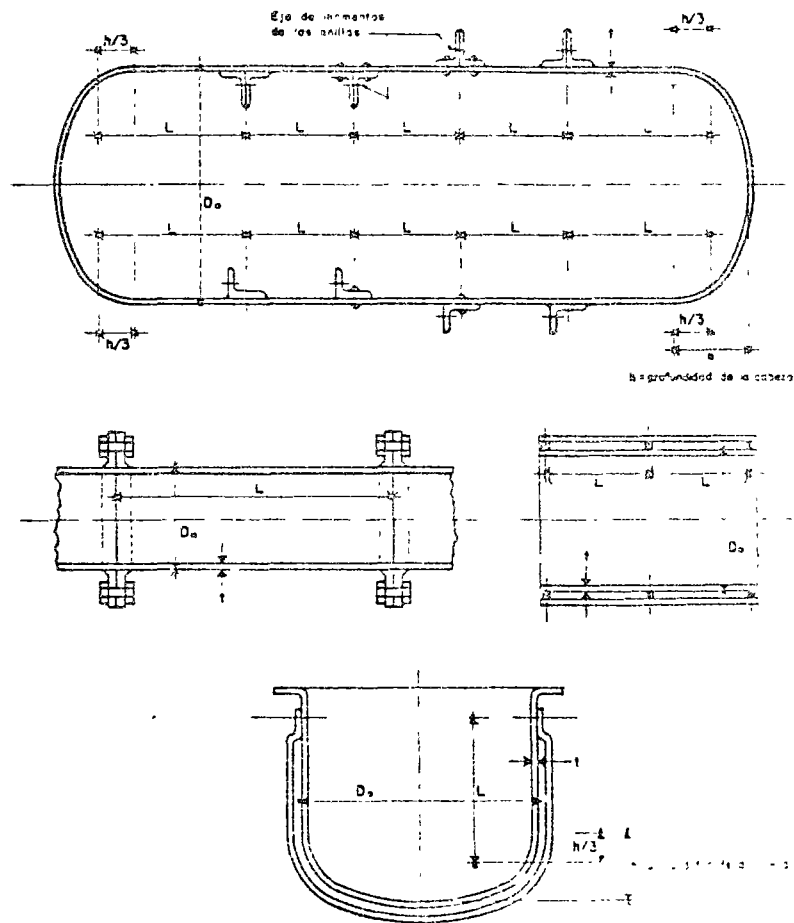


FIG. N.º 13 - R.13.1 - R.13.2 - R.13.3 - R.13.4 - R.13.5 - R.13.6 - R.13.7 - R.13.8 - R.13.9 - R.13.10 - R.13.11 - R.13.12 - R.13.13 - R.13.14 - R.13.15 - R.13.16 - R.13.17 - R.13.18 - R.13.19 - R.13.20 - R.13.21 - R.13.22 - R.13.23 - R.13.24 - R.13.25 - R.13.26 - R.13.27 - R.13.28 - R.13.29 - R.13.30 - R.13.31 - R.13.32 - R.13.33 - R.13.34 - R.13.35 - R.13.36 - R.13.37 - R.13.38 - R.13.39 - R.13.40 - R.13.41 - R.13.42 - R.13.43 - R.13.44 - R.13.45 - R.13.46 - R.13.47 - R.13.48 - R.13.49 - R.13.50 - R.13.51 - R.13.52 - R.13.53 - R.13.54 - R.13.55 - R.13.56 - R.13.57 - R.13.58 - R.13.59 - R.13.60 - R.13.61 - R.13.62 - R.13.63 - R.13.64 - R.13.65 - R.13.66 - R.13.67 - R.13.68 - R.13.69 - R.13.70 - R.13.71 - R.13.72 - R.13.73 - R.13.74 - R.13.75 - R.13.76 - R.13.77 - R.13.78 - R.13.79 - R.13.80 - R.13.81 - R.13.82 - R.13.83 - R.13.84 - R.13.85 - R.13.86 - R.13.87 - R.13.88 - R.13.89 - R.13.90 - R.13.91 - R.13.92 - R.13.93 - R.13.94 - R.13.95 - R.13.96 - R.13.97 - R.13.98 - R.13.99 - R.13.100

$t_s$  = Espesor mínimo requerido de las placas de la envolvente esférica, sin incluir tolerancia para corrosión (pulg).

$L$  = Longitud de diseño (pulg) de una sección de recipiente; debiéndose usar la definición aplicable, de las dadas a continuación:

- (1) La distancia entre líneas de tangencia, más una tercera parte de la profundidad de cada una de las cabezas, si no hay anillos de refuerzo.
- (2) La mayor distancia entre centros de dos anillos de refuerzo adyacentes.
- (3) La distancia entre el centro del primer anillo de refuerzo a la línea de tangencia de la cabeza, más una tercera parte de la profundidad de la misma.

(Las dimensiones deberán tomarse paralelas al eje del recipiente).

$A$  = Factor determinado en la gráfica, de acuerdo al material utilizado en la envolvente.

$L_1$  = Radio interior de las envolventes esféricas (pulg).  
 $Do$  = Diámetro exterior de la envolvente cilíndrica considerada (pulg).

$P$  = Presión exterior de diseño (lb/pulg<sup>2</sup>), ver incisos F.13.e y F.13.f. (Para recipientes existentes en operación, se usará la presión máxima permitida de operación.)

3.c Envoltentes cilíndricas. El espesor requerido para una envolvente cilíndrica sujeta a presión externa, ya sea sin costura o con juntas longitudinales a tope, no será menor que el espesor determinado por los siguientes procedimientos:

3.c.1 El espesor mínimo para una envolvente cilíndrica sujeta a presión externa que tenga valores de " $Do/t$ " iguales o mayores de 10, se determinará por el siguiente procedimiento:

**Paso I** Suponer un valor de " $t$ ", y determinar los valores " $L/Do$ " y " $Do/t$ ".

**Paso II** Entrar por el lado izquierdo de la gráfica para el material considerado, con el valor de " $L/Do$ " determinado en el paso I. Para productos tubulares con un " $L/Do$ " mayor de 50, use la gráfica

correspondiente, entrando con  $L/Do = 50$ .  
 (Ver fracciones L.06, M.04, N.05 y O.07)

**Paso III** Trazar una línea horizontal hasta cortar la línea con el valor de " $Do/t$ " determinado en el paso I. Esta intersección determina el valor de  $A$ . Para tubos grandes con un valor de  $L/Do = 50$  o mayor, el valor del factor  $A$ , puede obtenerse de la ecuación  $A = 1.1 / (Do/t)^2$ .

**Paso IV** Trazar una línea vertical usando el valor de  $A$  determinado en el paso III, hasta cortar la línea de temperatura máxima de diseño del material considerado. (Ver fracción F.05). (Para temperaturas intermedias, se pueden hacer interpolaciones entre las líneas de la gráfica).

**Paso V** De esta intersección trazar una línea horizontal hacia la derecha y léase el valor de " $B$ ".

**Paso VI** Usando el valor de  $B$ , calcular la presión máxima permisible " $P_a$ ", por medio de la siguiente fórmula:

$$P_a = 4B/3(Do/t)$$

**Paso VII** Comparar " $P_a$ " con " $P$ ". Si  $P_a < P$ , se deberá seleccionar un valor mayor de " $t$ ", y repetir el procedimiento descrito anteriormente hasta que se obtengan valores tales que  $P_a \geq P$ .

F.13.c.2 El espesor mínimo de una envolvente cilíndrica sujeta a presión externa que tiene un valor de  $Do/t$  menor de 10, se determinará de acuerdo con el siguiente procedimiento.

**Paso I** Calcular el valor de  $A$ , con la siguiente ecuación:

$$A = 1.1 / (Do/t)^2$$

**Paso II** Entrar en la parte inferior de la gráfica correspondiente, de acuerdo con el material, con el valor de " $A$ " calculado en el paso I. Trazar una línea vertical hasta la línea de máxima temperatura de diseño del material, (ver párrafo F.05), o hasta la proyección horizontal del extremo superior de la línea. (Para temperaturas intermedias se podrán hacer interpolaciones).

**Paso III** De la intersección del punto anterior, trazar una

línea horizontal hacia la derecha hasta encontrar el valor de "B".

**Paso IV** Usando el valor de "B" encontrado en el paso III, calcular la presión máxima permisible de trabajo ( $Pa_1$ ), por medio de la siguiente ecuación:

$$Pa_1 = \left[ \frac{2.167}{(Do/t)} - 0.0833 \right] B$$

**Paso V** Calcule el valor de la presión máxima permisible de trabajo ( $Pa_2$ ), con la siguiente ecuación:

$$Pa_2 = 2 S \left[ \frac{t}{Do} \right] \left[ 1 - \left[ \frac{t}{Do} \right] \right]$$

en donde:

**S** = Menor de dos veces el esfuerzo permisible de diseño para el material considerado, o 0.9 veces la resistencia mínima a la cedencia a la temperatura de diseño. (Los valores de la resistencia a la cedencia a cierta temperatura, dados en la División 2 de la Sección VIII del Código ASME, se podrán utilizar, siempre y cuando, no estén dados en esta norma).

**Paso VI** El valor más bajo entre  $Pa_1$  (Paso IV) y  $Pa_2$  (Paso V), se utilizará como el valor de  $Pa$ .

Compare el valor de " $Pa$ " con el de " $P$ ". Si " $Pa$ " es menor que " $P$ ", se seleccionará un valor más alto de " $t$ " y se repetirá el procedimiento de diseño hasta que el valor de " $Pa$ " obtenido, sea igual o mayor que " $P$ ".

**F.13.d** Envoltentes esféricas. El espesor requerido para una envoltente esférica sujeta a presión externa, ya sea sin costura o con junta a tope, no deberá ser menor que el espesor determinado por el siguiente procedimiento:

**Paso I** Suponer un valor de " $t_0$ " y determinar los valores de " $L_1/t_0$ " y " $L_1/100 t_0$ ".

**Paso II** Entrar por el lado izquierdo de la gráfica para el material considerado, con el valor de " $L_1/t_0$ " determinado en el Paso I. (Ver fracciones L.06, M.01, N.05 y O.07)

**Paso III** Trazar una línea horizontal hasta cortar la línea marcada como "Línea de esfera".

**Paso IV** De esta intersección trazar una línea vertical hasta cortar la línea de temperatura máxima de diseño del material considerado. (Ver fracción F.05). (Para temperaturas intermedias, se pueden hacer interpolaciones entre las líneas de la gráfica).

**Paso V** De esta intersección, trazar una línea horizontal hacia la derecha y léase el valor de "B".


**Paso VI** Calcule la presión máxima permitida de operación " $Pa$ ", por medio de la siguiente fórmula:

$$Pa = \frac{B}{L_1/t_h}$$

**Paso VII** Comparar " $Pa$ " con " $P$ ". Si " $Pa$ " es menor que " $P$ ", se deberá seleccionar un valor mayor de " $t_h$ ", y repetir el procedimiento anterior hasta obtener valores tales que  $Pa \geq P$ .

**F.13.e** La presión de diseño o presión máxima permisible de operación no deberá ser menor que la máxima diferencia esperada en la presión de operación que pueda existir entre el exterior y el interior del recipiente en cualquier circunstancia.

**F.13.f** Los recipientes que se destinen a servicios con presiones de operación externas de 1.00 kg/cm<sup>2</sup> (15 lb/pulg<sup>2</sup>) o menores, para que se consideren dentro de la jurisdicción de esta norma, deberán diseñarse con la menor de las siguientes condiciones: la presión máxima permisible exterior de 1.00 kg/cm<sup>2</sup> (15 lb/pulg<sup>2</sup>), o 25% más que la máxima presión externa posible.

**F.13.g** El espesor de un recipiente con presión de operación exterior, con los siguientes requisitos: en la envoltente cilíndrica, o cualquier junta sobrepuesta en la envoltente esférica, se calculará empleando los mismos pasos seguidos en los incisos F.13.c y F.13.f, con la excepción de que en el inciso F.13.f en lugar de " $P$ ", en las fórmulas de cálculo se utilizará   $P$ .

**F.13.h** Las juntas circunferenciales en los extremos de cilindros

cas, podrá ser de cualquiera de los tipos permitidos por esta norma y deberán diseñarse para las cargas indicadas.

13.i Las paredes y partes de las cámaras a presión de recipientes que estén sujetos a colapso por presión, que tienen formas diferentes a las de un cilindro totalmente circular o una cabeza, así como las chaquetas de recipientes cilíndricos que cubren solamente parte de la circunferencia, deberán reforzarse totalmente, de acuerdo con los requisitos de la cláusula I, o deberán probarse completamente de acuerdo con el párrafo UG-101(p) de la Sección VIII del Código ASME.

13.j Cuando sea necesario, se deberán suministrar atesadores u otros medios de refuerzo que eviten la sobre-esfuerzos o deformaciones del material debidos a las cargas enlistadas en la fracción F.07, diferentes a la presión y temperatura.

14 *Anillos de refuerzo (Atesadores) para envolventes cilíndricas sujetas a presión externa.*

14.a El momento de inercia de los anillos circunferenciales, no debe ser menor que el calculado por la siguiente fórmula, excepto lo indicado por el inciso F.14.f.

$$I_s = \frac{D_o^2 L_s (t + A_s/L_s) A}{14}, \text{ o}$$

$$I_s' = \frac{D_o^2 L_s (t + A_s/L_s) A}{10.9}$$

Donde:

$I_s$  = Momento de inercia de la sección del anillo de refuerzo, tomado con respecto a su eje neutro, paralelo al eje longitudinal de la envolvente, (pulgadas cuartas).

$I_s'$  = Momento de inercia de una sección combinada anillo-envolvente, tomado con respecto a su eje neutro, paralelo al eje de la envolvente (pulg. cuartas).

$A_s$  = Área de la sección del anillo de refuerzo, (pulgadas cuadradas).

$A$  = Factor determinado con las gráficas, para el material del anillo de refuerzo, correspondiente al factor B (ver más adelante), y a la temperatura de diseño para la envolvente considerada.

$L_s$  = La mitad de la distancia de la línea de centros

del anillo de refuerzo a la siguiente línea de soporte en una dirección, más la mitad de la distancia de la línea de centros del anillo de refuerzo a la siguiente línea de soporte, si la hay, en la otra dirección del anillo de refuerzo, ambas medidas en el plano paralelo al eje del recipiente, (en pulgadas). Una línea de soporte es: (1) un anillo de refuerzo que cumple los requisitos de este párrafo; (2) una conexión circunferencial a una chaqueta; o (3) una línea circunferencial sobre una cabeza localizada a un tercio de la profundidad de la cabeza, medida a partir de la línea de tangencia de la misma. (Ver figura No. F.13)

$D_o$  = Diámetro exterior de la envolvente cilíndrica considerada, en pulgadas.

$t$  = Espesor mínimo requerido por la envolvente cilíndrica sin incluir la tolerancia por corrosión, en pulgadas.

$P$  = Presión externa de diseño (lb/pulg<sup>2</sup>), ver incisos F.13.e y F.13.f. (Para recipientes existentes en operación, se usará la presión máxima permitida de operación).

El momento de inercia de un anillo de refuerzo se deberá calcular de acuerdo con el siguiente procedimiento:

Paso I suponiendo que la envolvente se ha diseñado, y se conocen los valores  $D_o$ ,  $L_s$  y  $t$ ; selecciónese el miembro que se va a emplear como anillo de refuerzo y determinése su área, " $A_s$ ", y su momento de inercia, " $I$ ". Una vez hecho lo anterior, calcúlese el valor de " $B$ " con la fórmula:

$$B = \frac{P D_o}{t + \frac{A_s}{L_s}}$$

$B$  = Factor en el lado derecho de la gráfica, para el material usado en el anillo de refuerzo (Ver fracciones L.06, M.04, N.05 y O.07)

Paso II Entre por el lado derecho de la gráfica, para el material considerado con el valor de " $B$ " calculado en el Paso I.

Paso III Trace una línea horizontal a partir de este punto

línea horizontal hacia la derecha hasta encontrar el valor de "B".

**Paso IV** Usando el valor de "B" encontrado en el paso III, calcular la presión máxima permisible de trabajo ( $Pa_1$ ), por medio de la siguiente ecuación:

$$Pa_1 = \left[ \frac{2.167}{(Do/t)} - 0.0833 \right] B$$

**Paso V** Calcule el valor de la presión máxima permisible de trabajo ( $Pa_2$ ), con la siguiente ecuación:

$$Pa_2 = 2 S \left[ \frac{t}{Do} \right] \left[ 1 - \left[ \frac{t}{Do} \right] \right]$$

en donde:

S = Menor de dos veces el esfuerzo permisible de diseño para el material considerado, o 0.9 veces la resistencia mínima a la cedencia a la temperatura de diseño. (Los valores de la resistencia a la cedencia a cierta temperatura, dados en la División 2 de la Sección VIII del Código ASME, se podrán utilizar, siempre y cuando, no estén dados en esta norma).

**Paso VI** El valor más bajo entre  $Pa_1$  (Paso IV) y  $Pa_2$  (Paso V), se utilizará como el valor de  $Pa$ .

Compare el valor de "Pa" con el de "P". Si "Pa" es menor que "P", se seleccionará un valor más alto de "t" y se repetirá el procedimiento de diseño hasta que el valor de "Pa" obtenido, sea igual o mayor que "P".

**F.13.d** Envoltentes esféricas. El espesor requerido para una envoltente esférica sujeta a presión externa, ya sea sin costura o con junta a tope, no deberá ser menor que el espesor determinado por el siguiente procedimiento:

**Paso I** Suponer un valor de " $t_h$ " y determinar los valores de " $L_d/t_h$ " y " $L_d/100 t_h$ ".

**Paso II** Entrar por el lado izquierdo de la gráfica para el material considerado, con el valor de " $L_d/t_h$ ".

Continuando en el Paso I (Ver fracciones L.05, M.01, N.05 y O.01)

**Paso III** Trazar una línea horizontal hasta cortar la línea marcada como "Línea de esfera".

**Paso IV** De esta intersección trazar una línea vertical hasta cortar la línea de temperatura y leer el valor de diseño del material con dicho  $t_h$  (Ver fracción F.05). (Para temperaturas intermedias, se pueden hacer interpolaciones entre las líneas de la gráfica)

**Paso V** De esta intersección, trazar una línea horizontal hacia la derecha y lease el valor de "B".

**Paso VI** Calcule la presión máxima permitida de operación "Pa", por medio de la siguiente fórmula:

$$Pa = \frac{B}{L_d/t_h}$$

**Paso VII** Comparar "Pa" con "P". Si "Pa" es menor que "P", se deberá seleccionar un valor mayor de " $t_h$ ", y repetir el procedimiento anterior hasta obtener valores tales que  $Pa \geq P$ .

**F.13.e** La presión de diseño o presión máxima permisible de operación no deberá ser menor que la máxima diferencia esperada en la presión de operación que pueda existir entre el exterior y el interior del recipiente en cualquier circunstancia.

**F.13.f** Los recipientes que se destinen a servicios con presiones de operación externas de 1.00 kg/cm<sup>2</sup> (15 lb/pulg<sup>2</sup>) y menores, para que se considere dentro de la jurisdicción de esta norma, deberán diseñarse con la menor de las siguientes condiciones: la presión máxima permisible exterior de 1.00 kg/cm<sup>2</sup> (15 lb/pulg<sup>2</sup>), o 25% más que la máxima presión externa posible.

**F.13.g** El espesor de una envoltente esférica sujeta a presión externa, con o sin junta a tope, para cualquier junta de la envoltente esférica, se calculará empleando los mismos pasos seguidos en los párrafos F.13.c y F.13.d, con la excepción de que el valor de "P" en la gráfica "P", en los fórmulas de  $t_h$  y  $L_d/t_h$ .

**F.13.h** Las juntas o cambieras de los recipientes a presión...



to hasta cortar la temperatura de diseño del material.

**Paso IV** A partir de esta intersección, trace una línea vertical hacia la parte inferior de la gráfica y léase el valor de "A".

**Paso V** Calcule el valor del momento de inercia, "Is", necesario por medio de la fórmula indicada antes.

**Paso VI** Comparar los valores de "Is", e "I"; si el valor "Is" es mayor que el de "I", se deberá hacer una nueva selección con un miembro de mayor momento de inercia y repetir el procedimiento en todos sus pasos. Si el valor de "Is" es menor que el de "I", significará que la selección es satisfactoria.

**F.14.b** Arreglo de los anillos de refuerzo. Los anillos de refuerzo deben cubrir totalmente la circunferencia del recipiente.

**F.14.b.1** Cualquier junta entre los extremos o secciones de dichos anillos, tales como los mostrados en los grabados (A) y (B) de la figura F.14.a, o cualquier conexión entre partes adyacentes de un anillo de refuerzo situado en el interior o exterior de la envoltente, como se muestra en el párrafo F.14.c, deberá hacerse de manera que el momento de inercia necesario de la sección combinada anillo-envoltente sea mantenida. Para una sección reforzada, tal como la mostrada en el grabado (D) de la figura F.14.a, el momento de inercia necesario, deberá proporcionarse únicamente con el refuerzo.

**F.14.b.2** Los anillos de refuerzo colocados en el interior del recipiente, podrán arreglarse como en (E) y (F) de la fig. No. F.14.a, tomando en cuenta que el valor del momento de inercia necesario para el anillo (E), o en la sección combinada anillo-envoltente (F), se mantiene en todo su desarrollo y secciones indicadas. Cuando la ranura como la de los grabados (A), o (E), de la figura F.14.a, no excede de 8 veces el espesor de la placa envoltente, se podrá usar el momento de inercia combinado (I') de la envoltente y el anillo de refuerzo.

**F.14.b.3** Cualquier ranura en el anillo de refuerzo que soporte la envoltente, como se muestra en los grabados (G) y (H) de la figura F.14.a, deberá exceder la longitud del anillo

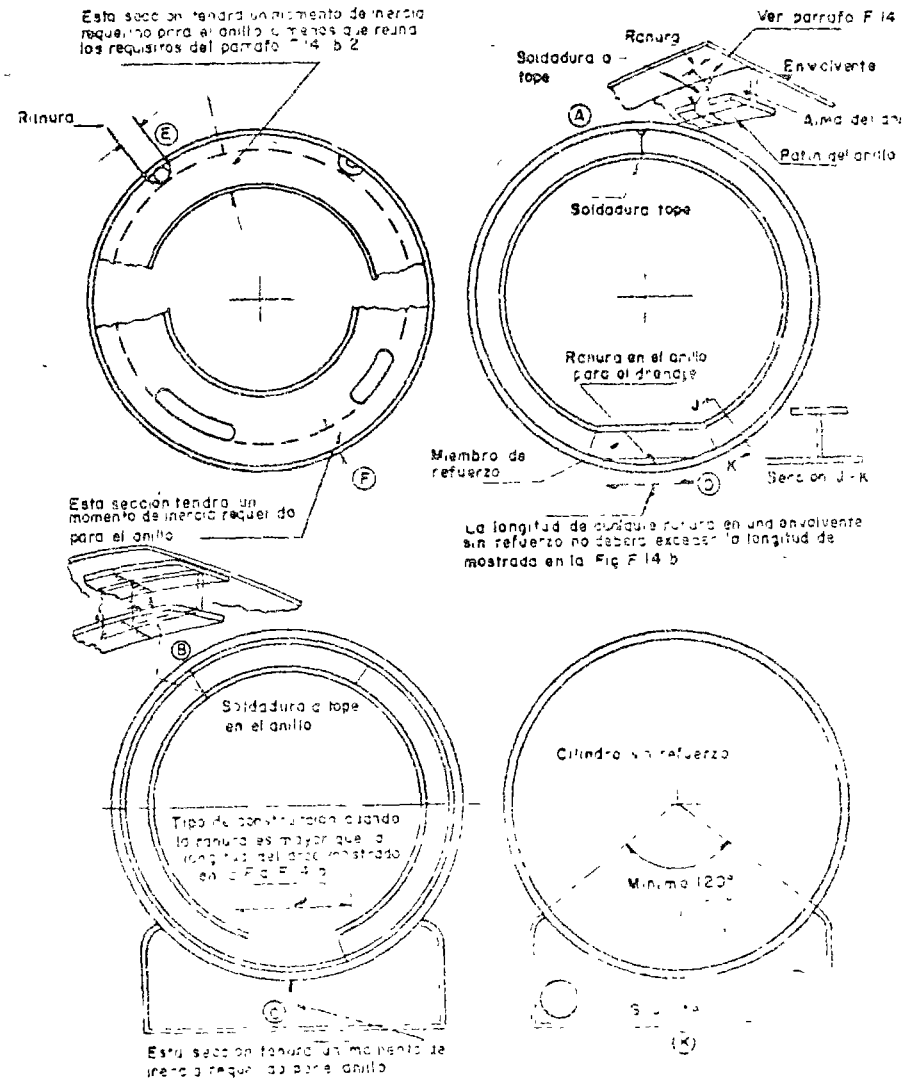


FIG. No. F.14.b ARREGLOS DE VARIOS ANILLOS DE REFUERZO PARA RECIPIENTES CILINDRICOS SUJETOS A PRESION EXTERNA

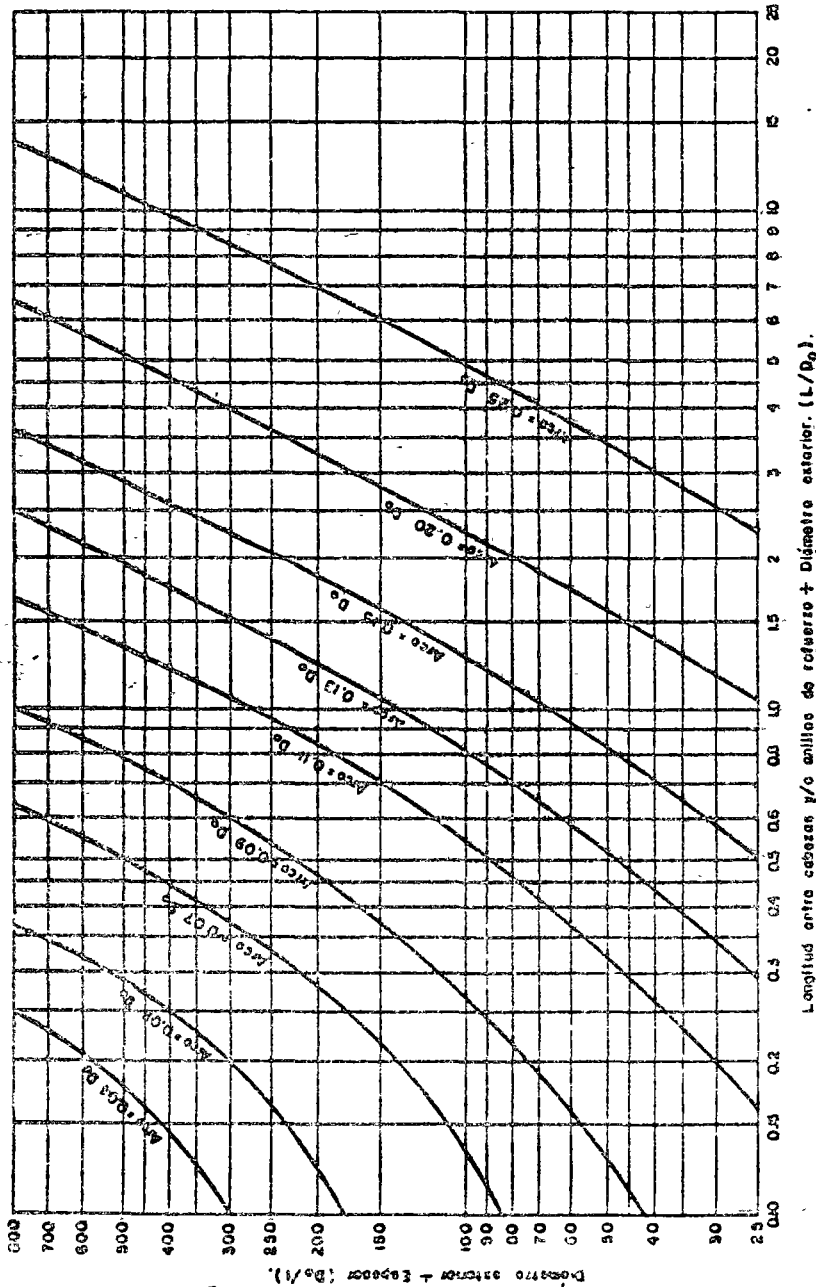


FIG. N° F. 14. b = Arco máximo de envoltura sin soportar, debido a ranuras en el anillo de refuerzo, de envolvente esférica o cónicas bajo presión externa.

### Diseño de recipientes a presión

dado en la figura F.14.b, a menos que se suministre refuerzo adicional como el mostrado en el grabado (K) de la figura F.14.a, y a menos que:

- I La longitud del arco de la envoltura sin soportar no exceda de  $90^\circ$ .
- II Los arcos de envoltura sin soportar en los anillos de refuerzo adyacentes, se localicen a  $180^\circ$ , y,
- III La dimensión L, definida en el inciso F.13.b se tome como la mayor distancia de las siguientes: la mayor distancia entre los anillos de refuerzo alternados, la distancia desde la línea de tangencia de la cabeza con el cuerpo, al segundo anillo, más una tercera parte de la profundidad de la cabeza.

F.14.c Cuando en un recipiente se usen estructuras planas interiores, perpendiculares al eje longitudinal del recipiente tales como platos de burbujas, mamparas o charolas también deberá considerarse que actúan como anillos de refuerzo, si se han diseñado para operar como tales.

F.14.d Cualquier refuerzo o soporte interior para cualquier propósito, no deberá ligarse directamente a la envoltura del recipiente, sino que se hará por medio de un anillo continuo.

NOTAS. Se hace especial mención, que es objetable el soportar recipientes por medio de patas o ménsulas, y que ésto causa cargas concentradas en el recipiente. Los recipientes verticales deben soportarse a través de un anillo que previamente se haya fijado a la envoltura. Los recipientes horizontales se deberán soportar a través de medios que cubran por lo menos, un tercio de la circunferencia, como se muestra en (K) de la figura F.14. o menos que se soporten en los extremos, cerca de las cabezas, o en los anillos de refuerzo.

Es peligroso aplicar cargas altamente concentradas, causadas por soportes de un recipiente sobre otro, o dispositivos para soportar objetos pesados, directamente sobre la envoltura. (Ver fracción R.04)

F.14.e Cuando se coloquen barras de cierre u otro tipo de anillos debidamente fijados, entre la envoltura del recipiente y la chaqueta exterior, con presión entre ellas este tipo de construcción tiene un refuerzo inherente



que hace que no sea necesario aplicar las reglas de los párrafos anteriores.

**15 Fijación de los anillos de refuerzo a la envolvente**

**15.a** Cuando se usen anillos de refuerzo, éstos pueden colocarse en el interior o el exterior del recipiente, y se fijarán por medio de soldadura eléctrica o autógena. La soldadura autógena podrá usarse si el recipiente no va a ser relevado de esfuerzos posteriormente. El anillo debe estar en contacto directo con la envolvente.

**15.b** Los anillos de refuerzo pueden fijarse a la envolvente por medio de soldadura continua o intermitente. La longitud total de la soldadura intermitente a cada lado del anillo de refuerzo deberá ser de:

- (1) como mínimo la mitad de la circunferencia exterior, para anillos colocados exteriormente; y
- (2) como mínimo la tercera parte de la circunferencia para anillos colocados interiormente. Algunos arreglos y espaciamentos aceptables de soldadura intermitente se muestran en la figura No. F.15.

**15.c** Todos los anillos de refuerzo fijados por medio de soldadura, deberán cumplir los requisitos de esta norma para el tipo de recipiente en construcción. Cuando se prevea corrosión, los anillos de refuerzo deberán fijarse con filete continuo de soldadura, o emplear soldadura de sello.

**16 Tubo empleado como tubo**

**16.a** Bajo presión interna. El espesor de pared necesario para tubería bajo presión interna, se determinará de acuerdo con las reglas para envolventes, dadas en la fracción F.12.

**16.b** Bajo presión externa. El espesor de pared necesario para tubería bajo presión externa se determinara de acuerdo con el párrafo F.13.c.

**16.c** El espesor de pared calculado conforme a los incisos F.16.a o F.16.b, deberá aumentarse cuando sea necesario, para cumplir con los siguientes requisitos:

**16.c.1** Deberá incrementarse el espesor de pared cuando se pre-

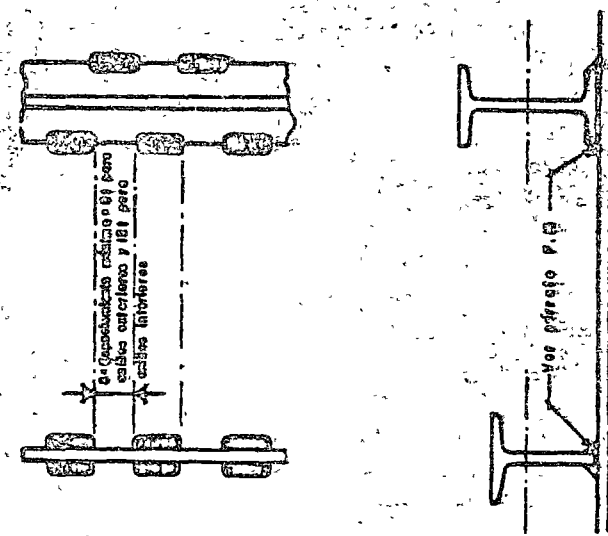


FIG. N° F. 15 - Métodos aceptables de fijación de anillos de refuerzo a envolventes de recipientes cilíndricos sujetos a presión externa.

vea corrosión, erosión, o desgaste, debido a las operaciones de limpieza.

**F.16.c** Cuando los extremos de la tubería sean roscados, se deberá aumentar el espesor de pared en  $0.8/n$ , (donde "n" es el número de hilos por pulgada de la rosca).

**NOTA:** Los requisitos para rolado, expandido o cualquier otro medio de fijación de los tubos a espejos, pueden necesitar aumento en el espesor de pared y una selección cuidadosa de los materiales, debido al posible relajamiento por los esfuerzos por expansión diferencial.

**F.17** Cabezas conformadas que trabajan con presión sobre el lado concavo

**F.17.a** El espesor necesario en el punto más delgado, después del conformado, de cabezas de forma elíptica, torisférica, cónica y hemisférica que trabajarán con presión sobre el lado cóncavo, deberá calcularse de acuerdo con este párrafo. (Ver también los requisitos de la fracción F.01). Además deberá preverse la presencia de cualesquiera de las cargas indicadas en la fracción F.07.

**F.17.b** El espesor de una cabeza, sin reforzar, del tipo elíptico o torisférico, deberá ser mayor o igual que el espesor requerido por una cabeza hemisférica, dividido entre la eficiencia de la junta entre la cabeza y la envolvente.

**F.17.c** Los términos que se definen a continuación, son los empleados en las fórmulas de este párrafo:

**t** = Espesor mínimo requerido de la cabeza después de conformada, sin incluir la tolerancia por corrosión, pulgadas.

**P** = Presión de diseño, (lb/pulg<sup>2</sup>) (ver fracción F.06.), o presión máxima permitida de operación para recipientes existentes.

**D** = Diámetro interior de la ceja recta de la cabeza; o longitud interior del eje mayor de una cabeza elíptica; o diámetro interior de una cabeza cónica, en el punto considerado, medido perpendicularmente al eje longitudinal, pulgadas. (Las mediciones deberán hacerse antes de aumentar la tolerancia por corrosión).

**D<sub>2</sub>** = Diámetro interior de la parte cónica de una cabezatoricónica en el punto de tangencia con la ceja de transición, medido perpendicularmente al eje del cono, (pulg.).

**S** = Esfuerzo máximo permisible para el material correspondiente, (lb/pulg<sup>2</sup>). Excepto las limitaciones de los párrafos F.09 y K.02.e.

**E** = La menor eficiencia de cualquier junta en la cabeza; para cabezas hemisféricas ésta incluye la eficiencia de la junta cabeza-envolvente.

**E** Para recipientes soldados, úsese la eficiencia indicada en el inciso K.02.e.

**E** Para cabezas sin costura, usar  $E = 1$ , excepto para cabezas hemisféricas suministradas sin faldón o sección recta, en cuyo caso se usará la eficiencia de la junta cabeza-envolvente.

**L** = Radio interior de la parte esférica o la corona (pulgadas).

**α** = Un medio del ángulo del cono (en la cima de éste) sobre la línea de centros de la cabeza. (Ver figura F.17.s).

**F.17.d** Cabezas elípticas. El espesor requerido de una cabeza cóncava de forma semielíptica, en la cual la mitad del eje menor (profundidad interior de la cabeza, menos ceja recta), es igual a la cuarta parte del diámetro interior del faldón, se calculará como sigue:

$$t = \frac{PD}{2SE - 0.2P} \quad \text{ó} \quad P = \frac{2SEt}{D + 0.2t} \quad (F.17.d)$$

**F.17.e** Cabezas torisféricas. El espesor requerido de una cabeza torisférica, en la cual el radio de transición es igual al 60% del radio de la corona. (Ver párrafo F.17.j), se calculará como sigue:

$$t = \frac{0.885 PL}{SE - 0.1P} \quad \text{ó} \quad P = \frac{SEt}{0.885 L + 0.1t} \quad (F.17.e)$$

Las cabezas torisféricas fabricadas con materiales que tienen una resistencia mínima especificada a la tensión excediendo de 5 624 kg/cm<sup>2</sup> (80,000 lb/pulg<sup>2</sup>), deberán ser diseñadas usando un valor de S, igual a 1 408 kg/cm<sup>2</sup> (20,000 lb/pulg<sup>2</sup>) a la temperatura ambiente, y reducida

en proporción a la reducción del valor del esfuerzo máximo permisible para la temperatura del material.

17.f Cabezas hemisféricas. Cuando el espesor de una cabeza hemisférica no excede de  $0.356 L$  o la presión  $P$ , no excede de  $0.665SE$ , se aplicarán las siguientes fórmulas:

$$t = \frac{PL}{2SE - 0.2P} \quad \text{ó,} \quad P = \frac{2SEt}{L + 0.2t} \quad (3)$$

17.g Cabezas cónicas (sin radio de transición). El espesor requerido de las cabezas cónicas o de las secciones cónicas que tiene un ángulo  $\alpha$  de  $30^\circ$  o menor, se calculará como sigue:

$$t = \frac{PD}{2 \cos \alpha (SE - 0.6P)} \quad \text{ó,} \quad P = \frac{2SEt \cos \alpha}{D + 1.2t \cos \alpha} \quad (4)$$

Se deberá suministrar un anillo de compresión cuando se requiera, de acuerdo con los requisitos de las reglas marcadas por los párrafos G.01.f.2 y G.01.f.3.

17.h Cabezas toricónicas. En las cabezas toricónicas se usará un radio de transición interior, no menor de 6% del diámetro exterior de la ceja recta de la cabeza, ni menor de 3 veces el espesor de pared de la transición cuando el ángulo  $\alpha$  sea mayor de  $30^\circ$ , excepto cuando el diseño cumple los requisitos del párrafo G.01.f.5. El espesor necesario en el punto de transición se calculará por medio de la fórmula (3) del párrafo F.17.s.4, en la cual:

$$L = D_1 / 2 \cos \alpha.$$

El espesor necesario de la parte cónica se calculará por medio de la fórmula 4 del inciso F.17.g, usando "D<sub>1</sub>" en lugar de "D". (Ver inciso F.17.c).

17.i Cuando una cabeza elíptica, torisférica, hemisférica, cónica o torisférica, es de menor espesor que el necesario, de acuerdo con las reglas de este párrafo, se deberá reforzar como si fuera una superficie plana de acuerdo con las reglas de la cláusula I.

17.j El radio interior de corona con el cual se debe formar una cabeza sin refuerzo, no deberá ser mayor que el diámetro exterior de la ceja recta de la cabeza. El radio interior de la curva de transición de una cabeza torisférica deberá ser cuando menos del 6% del diámetro exterior de la ceja recta de la cabeza, pero en ningún caso será menor de tres veces el espesor de la misma

Diseño de recipientes a presión

F.17.k Se podrá usar una cabeza curvada con la ceja recta invertida, en los recipientes a presión, siempre y cuando la presión máxima permisible de trabajo, se establezca de acuerdo con los requisitos del párrafo UG-101 de la Sección VIII Div. 1 del Código ASME.

F.17.l Las cabezas elípticas, torisféricas y toricónicas con espesor mayor que la envolvente, que trabajarán con presión sobre el lado cóncavo y que se fijarán por medio de soldadura a tope, deberán tener una ceja recta lo suficientemente larga para cumplir los requisitos de la figura K.02.f.1, cuando se requiera una transición cónica.

F.17.m Las cabezas que trabajarán con presión sobre el lado cóncavo y que se van a fijar con soldadura autógena, deberán tener una ceja recta lo suficientemente larga para cumplir los requisitos de la junta circunferencial, indicados en la cláusula K.

F.17.n Cualquier concicidad en una junta soldada dentro de una cabeza conformada, deberá estar de acuerdo con el párrafo K.02.b. La concicidad en una junta circunferencial soldada uniendo una cabeza conformada con la envolvente principal, debe reunir los requisitos del párrafo K.02.f para el tipo de junta indicado.

F.17.o Todas las cabezas conformadas que trabajarán con presión sobre el lado cóncavo y que sean fijadas con soldadura a tope, no necesitan tener ceja recta integral cuando el espesor de la cabeza es igual o menor que el espesor de la envolvente.

F.17.p Si una cabeza torisférica, elíptica o hemisférica se conforma con una parte achatada o superficie plana por los requisitos del diseño, el diámetro de la parte plana no deberá exceder del permitido por la siguiente fórmula:

$$d = 2t_c \sqrt{\frac{S}{P}}, \text{ en donde:}$$

$d$  = Diámetro máximo permitido en la parte plana (pulg).

$t_c$  = Espesor de la cabeza, sin considerar tolerancia por corrosión (pulg).

$S$  = Esfuerzo máximo permitido para las condiciones de diseño (lb/pulg<sup>2</sup>).

$P$  = Presión de diseño o presión máxima permisible de operación (lb/pulg<sup>2</sup>).

F.17.q Las aberturas en las cabezas conformadas que trabajarán con presión sobre el lado cóncavo, deberán cumplir los requisitos de la cláusula G.

F.17.r Toda chaqueta reforzada que cubra totalmente una cabeza interior de cualquiera de los tipos incluidos en este párrafo, deberá cumplir también los requisitos del párrafo I.01.c.

F.17.s Fórmulas suplementarias para diseño de cabezas que trabajarán con presión sobre el lado cóncavo.

F.17.s.1 Las fórmulas de este inciso se utilizan para cabezas conformadas que tengan proporciones diferentes a las de los incisos F.17.a, a F.17.r y están dadas en función del diámetro interior y exterior.

F.17.s.2 Los símbolos que se definen a continuación se utilizan en las fórmulas de este inciso. (Ver figura F.17.s).

$t$  = Espesor mínimo requerido de la cabeza después del conformado, pulg (sin incluir tolerancia para corrosión). Ver fracción F.10.

$P$  = Presión de diseño (ver fracción F.06) o presión máxima permisible de operación para recipientes existentes, lb/pulg<sup>2</sup>.

$D$  = Diámetro interior de la ceja recta de la cabeza o longitud interior del eje mayor de una cabeza elíptica; o diámetro interior de una cabeza cónica en el punto considerado, medido perpendicularmente al eje longitudinal; (pulgadas) (las mediciones deberán hacerse sin considerar la tolerancia para corrosión).

$D_o$  = Diámetro exterior de la ceja recta de la cabeza, longitud exterior del eje mayor de una cabeza elíptica, o diámetro exterior de una cabeza cónica en el punto considerado, medido perpendicularmente al eje longitudinal (pulgadas).

$S$  = Esfuerzo máximo permisible de trabajo, como se da en las fracciones E.02 a E.05, en lb/pulg<sup>2</sup>, excepto como se limita en la nota No. 1 de los párrafos F.17.s.3, F.17.s.4, F.09. y K. 03.e.

$E$  = menor eficiencia correspondiente a cualquier

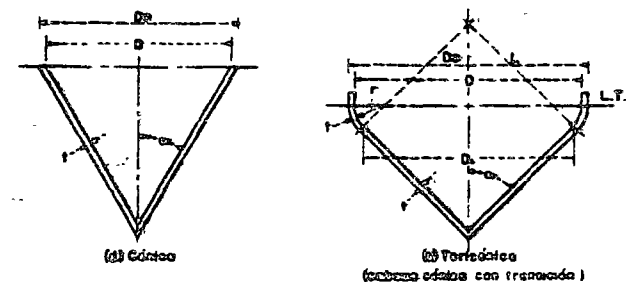
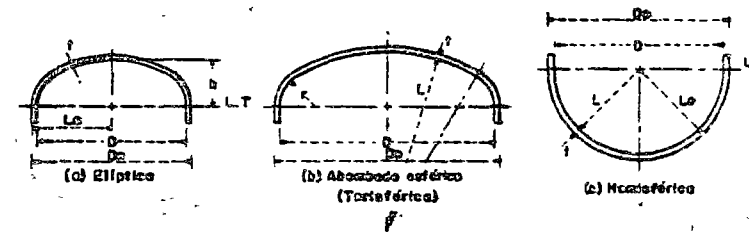


FIG. 02 F.17.s. DIMENSIONES PRINCIPALES DE LAS CABEZAS TÍPICAS

junta en la cabeza, (para cabezas hemisféricas, ésta incluye la junta de la cabeza con la envolvente).

Para cabezas soldadas, úsese las eficiencias especificadas en el inciso k.02.e.

Para cabezas de una sola pieza, úsese  $E = 1$ , excepto para cabezas hemisféricas sin ceja recta, en cuyo caso se deberá considerar la junta de la cabeza con la envolvente.

$r$  = Radio interior de transición, (pulgadas).

$L$  = Radio interior esférico o de corona para cabezas hemisféricas o torisféricas, (pulgadas).

$L = K_1 D$  para cabezas elípticas, en donde  $K_1$  se obtiene de la tabla G.02.b (pulgadas).

$L_o$  = Radio exterior esférico o de corona, (pulgadas).

$L/r$  = Relación entre el radio interior de corona y el radio interior de transición, usado en la tabla F.17.s.2

$M$  = Factor en las fórmulas, para cabezas torisféricas que depende de las proporciones ( $L/r$ ) de la cabeza.

$E$  = Un medio de la longitud del eje interior menor de la cabeza elíptica, o la profundidad interior de la cabeza elíptica, medida desde la línea de tangencia. (pulgada).

$K$  = Factor en las fórmulas para cabezas elípticas, que depende de la proporción  $D/2h$  de la cabeza.

$D/2h$  = Relación entre el eje mayor y el eje menor de las cabezas elípticas, el cual equivale al diámetro interior de la ceja recta, dividido entre dos veces la profundidad interior de la cabeza, y se usa en la tabla F.17.s.1.

$\alpha$  = Un medio del ángulo en el vértice del cono de la cabeza, sobre la línea de centros de la misma.

F.17.s.3 Cabezas elípticas (ver párrafo F.17.s.4.a).

$$t = \frac{PDK}{2SE - 0.2P} \quad \text{o} \quad P = \frac{2SEt}{KD + 0.2t} \quad (1)$$

$$t = \frac{PDoK}{2SE + 2P(K - 0.1)} \quad \text{o} \quad P = \frac{2SEt}{KD_o - 2t(K - 0.1)} \quad (2)$$

en donde:  $K = \frac{1}{2} \left[ 2 + \left( \frac{D}{2h} \right)^2 \right]$

Los valores de  $K$ , se dan en la tabla No. F.17.s.1.

F.17.s.4 Cabezas torisféricas (ver párrafo F.17.s.4.a)

$$t = \frac{PLM}{2SE - 0.2P} \quad \text{o} \quad P = \frac{2SEt}{LM + 0.2t} \quad (3)$$

$$t = \frac{PLoM}{2SE + P(M - 0.2)} \quad \text{o} \quad P = \frac{2SEt}{LoM - t(M - 0.2)} \quad (4)$$

en donde:  $M = \frac{1}{4} \left[ 3 + \sqrt{\frac{L}{r}} \right]$

Los valores numéricos de  $M$ , se dan en la tabla F.17.s.2

F.17.s.4.a Las cabezas elípticas que usen un factor  $K > 1.0$ , y todas las cabezas torisféricas, fabricadas con material que tenga un esfuerzo último a la tensión mayor de 80,000 lb/pulg<sup>2</sup> se diseñarán usando un valor  $S = 20,000$  lb/pulg<sup>2</sup> a temperatura ambiente y reducida en proporción a la reducción de los valores máximos permitidos del esfuerzo a la temperatura del material, como se muestra en las tablas de materiales de acero al carbono y de baja aleación, aceros de alta aleación, aceros fabricados con recubrimiento integral y recubrimiento aplicado y de aceros ferríticos con propiedades a la tensión mejoradas por tratamiento térmico.

TABLA F.17.s.1

VALORES DEL FACTOR K

(Úse el valor de  $D/2h$  más cercano; no es necesario interpolar).

$\frac{D}{2h}$	K	$\frac{D}{2h}$	K	$\frac{D}{2h}$	K	$\frac{D}{2h}$	K
3.0	1.83	2.5	1.37	2.0	1.00	1.5	0.71
2.9	1.73	2.4	1.29	1.9	0.93	1.4	0.66
2.8	1.64	2.3	1.21	1.8	0.87	1.3	0.61
2.7	1.55	2.2	1.14	1.7	0.81	1.2	0.57
2.6	1.46	2.1	1.07	1.6	0.76	1.1	0.53
						1.0	0.50

TABLA F.17.s.2

## VALORES DEL FACTOR M

(Usese el valor de L/r más cercano; no es necesario interpolar).

$\frac{L}{r}$	M	$\frac{L}{r}$	M	$\frac{L}{r}$	M	$\frac{L}{r}$	M
1.00	1.00	3.25	1.20	7.50	1.44	12.00	1.62
1.25	1.03	3.50	1.22	8.00	1.46	12.50	1.635
1.50	1.06	4.00	1.25	8.50	1.48	13.00	1.65
1.75	1.08	4.50	1.28	9.00	1.50	13.50	1.67
2.00	1.10	5.00	1.31	9.50	1.52	14.00	1.69
2.25	1.13	5.50	1.34	10.00	1.54	14.50	1.70
2.50	1.15	6.00	1.36	10.50	1.56	15.00	1.72
2.75	1.17	6.50	1.39	11.00	1.58		
3.00	1.18	7.00	1.41	11.50	1.60	16.00	1.75
						16.50	1.77

F.17.s.5 Cabezas cónicas:

$$t = \frac{PD}{2 \cos \alpha (SE - 0.6P)} \quad \text{o} \quad P = \frac{2SEt \cos \alpha}{D + 1.2 t \cos \alpha} \quad (5)$$

$$t = \frac{PD_0}{2 \cos \alpha (SE + 0.4P)} \quad \text{o} \quad P = \frac{2SEt \cos \alpha}{D_0 - 0.8 t \cos \alpha} \quad (6)$$

F.18 Cabezas conformadas que trabajan con presión en el lado convexo.

F.18.a El espesor necesario en el punto más delgado, después de conformada una cabeza elíptica o torisférica que trabajará con presión en el lado convexo, deberá ser el mayor de los siguientes espesores:

F.18.a.1 El espesor calculado de acuerdo con el párrafo F.17. para cabezas que trabajen con presión sobre el lado cóncavo, utilizando una presión de diseño igual a 1.67 veces la presión de diseño exterior, suponiendo una eficiencia de la junta,  $E = 1.0$  para todos los casos.

F.18.a.2 El espesor calculado de acuerdo con los párrafos F.18.d, o F.18.e.

Cuando se comprueba el diseño de una cabeza elíptica o torisférica existente, para determinar su presión máxima permisible de trabajo se procederá a la inversa de

los procedimientos indicados en los párrafos F.18.a.1, y F.18.a.2, empleando el menor valor de la presión obtenida.

El espesor necesario para cabezas hemisféricas sujetas a presión en el lado convexo, se calculará con las reglas del párrafo F.18.c. El espesor necesario para cabezas cónicas sujetas a presión en el lado externo del cono, se calculará con las reglas del párrafo F.18.f.

Además se deberán tomar las precauciones necesarias para soportar otras cargas como las dadas en el párrafo F.07. La figura F.17.s, muestra las dimensiones principales de las cabezas típicas.

F.18.b La simbología que se define adelante es la empleada en las fórmulas de este párrafo:

$t_s$  = Mínimo espesor requerido de la cabeza después de formada, sin incluir la tolerancia para corrosión, (pulgadas).

$P$  = Presión exterior de diseño (lb/pulg<sup>2</sup>), o presión máxima permisible de trabajo para recipientes en operación.

$R_i$  = Para cabezas hemisféricas, el radio interior, (pulgadas).

Para cabezas elípticas, el radio interior esférico equivalente, tomado como  $K_1 D_0$  (pulgadas).

Para cabezas torisféricas, el radio interior de la corona de la cabeza (pulgadas).

$D_0$  = Diámetro exterior de la caja recta de la cabeza, o el diámetro exterior de una cabeza cónica en el punto considerado, medido perpendicularmente al eje del cono. (pulgadas). (Ver inciso F.18.f).

$K_1$  = Factor que depende de las proporciones de la cabeza elíptica. Estos valores se dan en la tabla G.02.b.

F.18.c Cabezas hemisféricas. El espesor necesario para una cabeza hemisférica con presión en el lado convexo, se determinará de la misma manera como se describe en el inciso F.18.d, para determinar el espesor de una envolvente esférica.

F.18.d Cabezas elípticas. El espesor necesario para una cabeza elíptica sujeta a presión en el lado convexo, va sea de construcción sin costura o con juntas soldadas al tope,

no deberá ser menor que el calculado por el siguiente procedimiento:

**Paso I** Supóngase un valor para  $t_h$ , y calcúlese las relaciones  $L_1/t_h$  y  $L_1/100t_h$ .

**Paso II** Entrar al lado izquierdo de la gráfica para el material considerado con el valor  $L_1/100 t_h$  calculado en el paso I. (Ver fracciones L.06, M.04, N.05 y O.07).

**Paso III** Moverse horizontalmente hasta cortar la línea marcada como "Línea de Esfera".

**Paso IV** De esta intersección, moverse verticalmente hasta cortar la línea de la temperatura de diseño. (Para temperaturas intermedias pueden hacerse interpolaciones en las líneas de la gráfica.)

**Paso V** De esta intersección, moverse hacia el lado derecho y leer el valor de "B".

**Paso VI** Calcular el valor de la presión máxima permisible de trabajo "Pa", por medio de la fórmula:

$$P_a = \frac{B}{L_1/t_h}$$

**Paso VII** Compárense los valores de "Pa" y de "P". Si el valor de "Pa" es menor que el de "P", se necesitará un valor mayor de " $t_h$ " y el procedimiento de diseño se repetirá hasta obtener un valor de "Pa", igual o mayor que el valor de "P".

**F.18.e** Cabezas torisféricas. El espesor necesario para cabezas torisféricas con presión en el lado convexo, ya sea de construcción sin costura o con juntas a tope, no deberá ser menor que el calculado, siguiendo el mismo procedimiento usado para cabezas elípticas dado en el inciso F.18.d usando el valor apropiado para  $L_1$ .

**F.18.f** Cabezas cónicas. El espesor necesario para cabezas cónicas con presión en el lado exterior del cono, ya sea de construcción sin costura o con juntas a tope, no deberá ser menor que el calculado de acuerdo con las siguientes reglas:

**F.18.f.1** Cuando la mitad del ángulo en el vértice es igual o menor que  $22.5^\circ$ , el espesor del cono deberá ser el mismo que el espesor calculado para una envolvente cilíndrica, cuya longitud es igual a la distancia axial del cono, o la

distancia axial de centro a centro de los anillos de refuerzo, si se usan, con un diámetro exterior igual al diámetro mayor del cono, o el de la sección entre anillos de refuerzo. (Ver inciso F.13.c).

**F.18.f.2** Cuando la mitad del ángulo en el vértice del cono es mayor de  $22.5^\circ$  y menor de  $60^\circ$ , el espesor de la pared del cono será el mismo que el calculado para una envolvente cilíndrica, cuyo diámetro exterior sea igual al diámetro exterior mayor del cono, medido perpendicularmente al eje del mismo y con una longitud axial de por lo menos una distancia axial de centro a centro de los anillos de refuerzo, si se usan, o del mayor diámetro exterior de la sección cónica considerada. (Ver inciso F.13.c.)

**F.18.f.3** Cuando la mitad del ángulo en el vértice del cono es mayor de  $60^\circ$ , el espesor de pared del cono deberá ser el mismo que el calculado para una cabeza plana bajo presión exterior, cuyo diámetro es igual al mayor diámetro del cono. (Ver inciso F.19).

**F.18.g** Cuando se usen juntas traslapadas en la construcción de una cabeza, o juntas longitudinales en una cabeza bajo presión exterior, el espesor necesario se calculará con las reglas indicadas en este párrafo, con la excepción de que se empleará un valor de "2P" en lugar de "P".

**F.18.h** La longitud de la ceja recta en cabezas sujetas a presión sobre el lado convexo, deberá cumplir los requisitos de los incisos F.17.l, F.17.m y F.17.o, para cabezas sujetas a presión en el lado cóncavo.

**F.18.i** Las aberturas en cabezas sujetas a presión en el lado convexo, deberán cumplir los incisos G.01.a al G.01.e y del G.02 al G.11.

**F.19** *Cabezas y tapas planas sin reforzar*

**F.19.a** El cálculo del espesor mínimo de cabezas planas, tapas de placa y bridas ciegas sin reforzar, deberá cumplir los requisitos dados en los siguientes párrafos. Estos requisitos se aplican tanto a cubiertas o tapas y cabezas de forma circular, como a las no-circulares. Algunos de los tipos aceptables de tapas y cabezas planas se muestran en la figura F.19. En dicha figura, las dimensiones de los componentes y de las soldaduras, no incluyen ninguna tolerancia para corrosión.

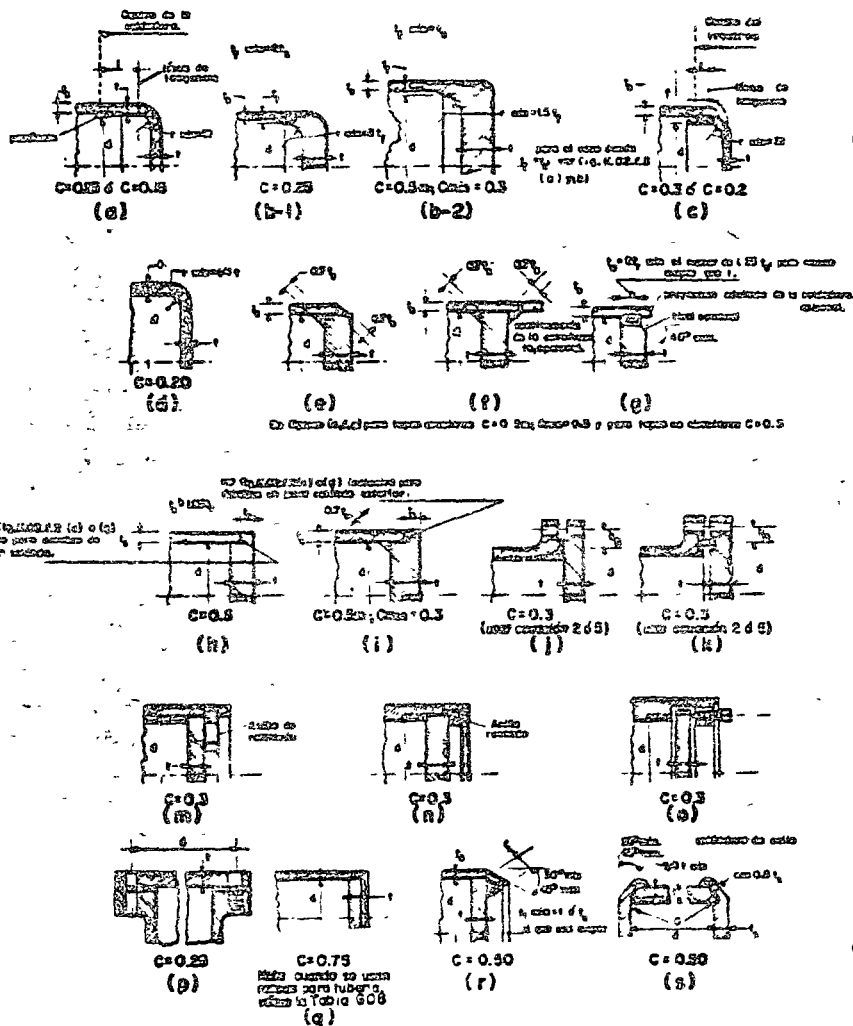


FIG. N° F. 19 - Tipos aceptables de cabezas y tapas planas sin reforzar

(Las ilustraciones son diagramáticas únicamente. Otros diseños que cumplan con los requisitos del párrafo E.19 son aceptables.)

F.19.b La terminología usada en este párrafo y en la figura No. F.19, se define a continuación:

- C = Factor adimensional, que depende de la forma de fijación de la cabeza, las dimensiones de la envolvente y otros conceptos enlistados en el inciso F.19.d.
- D = Claro mayor de las cabezas o tapas no-circulares, medida perpendicularmente al claro menor (pulgadas).
- d = Diámetro o claro menor, medido como se indica en la figura No. F.19 (pulgadas).
- $h_e$  = Brazo de momento del empaque, igual a la distancia radial desde la línea de centros de los tornillos a la línea de reacción del empaque, como se muestra en los grabados "j" y "k" de las figuras No. F.19 y H.02.a.2.
- L = Perímetro de las cabezas no circulares atornilladas, medido sobre la línea de centros de los agujeros para los tornillos (pulgadas).
- l = Longitud de la ceja recta de las cabezas con ceja, medida desde la línea de tangencia con el radio de transición como se muestra en los grabados "a" y "c" de la figura No. F.19, (pulgadas).
- m = Relación  $t_r/t$ , (adimensional).
- P = Presión de diseño (lb/pulg<sup>2</sup>).
- r = Radio de transición interior en cabezas forjadas o con ceja recta (pulgadas).
- S = Valor del esfuerzo máximo permisible, para el material considerado (lb/pulg<sup>2</sup>).
- t = Espesor mínimo necesario de la cabeza o tapa plana, sin incluir la tolerancia para corrosión, (pulgadas).
- $t_0$  = Distancia mínima desde el extremo biselado del recipiente antes de la soldadura, a la cara exterior de la cabeza como se muestra en los grabados "h" e "i" de la figura No. F.19 (pulgadas).
- $t_r$  = Espesor real de la ceja recta en una cabeza forjada, en el extremo mayor, sin incluir la tolerancia para corrosión; como se muestra en el grabado "b" de la figura No. F.19 (pulgadas).
- $t_b$  = Espesor real de la cabeza o tapa plana sin incluir la tolerancia para corrosión (pulgadas).



- $t_p$  = Espesor necesario de una envolvente sin costura, por presión. (pulgadas).
- $t_r$  = Espesor real de la envolvente, sin incluir la tolerancia para corrosión (pulgadas).
- $t_s$  = Espesor de la soldadura que une el extremo de la cabeza con la parte interior de la envolvente, tal como se muestra en el grabado "g", de la fig. F.19 (pulgadas).
- $t_g$  = Dimensión de la garganta en la soldadura de cierre, como se muestra en el grabado "r", de la figura No. F.19 (pulgadas).
- $W$  = Carga total del tornillo (libras), para cabezas circulares de las fórmulas números 3 y 4 del párrafo H.02.a.4 de esta norma.
- $Z$  = Factor adimensional para cabezas y tapas no circulares, que depende de la relación del claro menor al claro mayor, como se da en el inciso F.19.c.

**F.19.c** El espesor de cabezas, tapas y bridas ciegas planas sin reforzar, deberá estar de acuerdo con cualquiera de los siguientes requisitos:

**F.19.c.1** Las bridas ciegas circulares de materiales ferrosos, construidas de acuerdo con el ANSI-B 16.5, serán aceptables para los diámetros y límites de presión-temperatura dados en las tablas 2 a 8 de dicho estándar cuando se usen los tipos mostrados en los grabados "j" y "k" de la figura F.19.

**F.19.c.2** El espesor mínimo necesario para cabezas, tapas y bridas ciegas circulares planas sin reforzar, se calculará por medio de la siguiente fórmula:

$$t = d \sqrt{CP/S} \quad (1)$$

Excepto cuando la cabeza, tapa o brida ciega se fije por medio de tornillos, cruzando un momento en el borde (ver grabados "j" y "k" de la figura F.19), en cuyo caso el espesor se calculará por medio de la siguiente fórmula:

$$t = d \sqrt{(CP/S) + 1.73 h_g (W/Sd^3)} \quad (2)$$

Cuando se usa la fórmula (2), el espesor "t", deberá calcularse tanto para las condiciones de operación, como para las de asiento del empaque, y el mayor de los 2 valores es el que deberá usarse. Para las condiciones de

operación, "P" deberán ser la presión de diseño y los valores de "S" se tomarán a la temperatura de diseño, "W" se tomará de la fórmula número 3 del párrafo H.02.a.4 de esta norma. Para asiento del empaque se deberán usar  $P = 0$ , los valores "S", a la temperatura ambiente y "W" de la fórmula número 4 del párrafo H.02.a.4 de esta norma.

**F.19.c.3** Las cabezas, tapas o bridas ciegas planas sin reforzar pueden ser de forma cuadrada, rectangular, elíptica, oblonga, segmental o cualquier otra forma no circular. El espesor necesario se calculará de acuerdo con la siguiente fórmula:

$$t = \sqrt{ZCP/S} \quad (3)$$

donde:

$$Z = 3.4 - \frac{2.4d}{D} \quad (4)$$

con la limitación de que Z no deberá ser, en ningún caso, mayor de 2.5.

La fórmula número 3 no se aplica a cabezas, tapas o bridas ciegas no circulares fijadas por medio de tornillos que causan un momento en el extremo, por el tornillo (ver grabados "j" y "k" de la figura No. F.19). Para cabezas no circulares de este tipo, el espesor necesario se calculará por medio de la siguiente fórmula:

$$t = d \sqrt{(ZCP/S) + (6 h_g W/Sd^3)} \quad (5)$$

Cuando se usa la fórmula número (5), el espesor "t" deberá calcularse para las mismas condiciones que en el caso de la fórmula número (2), descrita anteriormente.

**F.19.d** Para los tipos de construcción mostrados en la figura número F.19, los valores mínimos de "C", que se usarán en las fórmulas (1), (2), (3) y (5) son:

Para el grabado (a).  $C = 0.25$ , para cabezas con ceja recta, circulares y no circulares forjadas integralmente o soldadas a tope al recipiente con un radio mínimo de transición interior de tres veces el espesor de cabeza necesario, no requiriéndose cumplir ningún requisito especial respecto a la longitud de la ceja recta, cuando se cumplen los requisitos para soldaduras circunferenciales dados en

los párrafos UW-26 al UW-42 de la Sección VIII del Código ASME.

$C = 0.15$  para cabezas circulares, cuando la longitud de la ceja recta para cabezas del diseño descrito arriba, es por lo menos de:

$$l = \left[ 1.1 - 0.8 \left( \frac{t_b}{t_s} \right)^2 \right] \sqrt{d t_s} \quad (6)$$

$C = 0.15$  para cabezas circulares, cuando la longitud  $l$  de la ceja recta es menor que la requerida por la fórmula (6), pero el espesor de la envolvente es como mínimo:

$$t_s = 1.12 t_b \sqrt{1.1 - l / \sqrt{d t_s}} \quad (7)$$

para cejas rectas con una longitud mínima de  $\sqrt{4d t_s}$ . Cuando se use  $C = 0.15$ , la pendiente del cono deberá ser de 1:4.

Grabado (b-1).  $C = 0.25$  para cabezas circulares y no circulares forjadas integralmente o soldadas a tope al recipiente, cuando el espesor de la ceja recta es de por lo menos dos veces el espesor de la envolvente, el radio interior de transición es como mínimo de tres veces el espesor de la ceja recta y la soldadura cumple todos los requisitos para juntas circunferenciales de los párrafos UW-26 al UW-42 de la Sección VIII Div. 1 del Código ASME.

Grabado (b-2).  $C = 0.5$  m, pero no menor de 0.3, para cabezas circulares y no circulares forjadas integralmente o soldadas a tope al recipiente, cuando el espesor de la ceja recta es por lo menos, igual que el espesor de la envolvente, el radio interior de transición es de por lo menos  $1\frac{1}{2}$  veces el espesor de la ceja recta y cumplen todos los requisitos para soldaduras circunferenciales dados en los párrafos UW-26 al UW-42 de la Sección VIII del Código ASME. (Véanse grabados (a) y (b) de la fig. K.02.f.3, para el caso especial donde  $t_r$  es igual a  $t_s$ ).

Grabado (c).  $C = 0.20$  para cabezas circulares soldadas a traslape o con autógena al recipiente con un radio de transición de  $3t$  mínimo y  $l$  es cuando menos el requerido por la fórmula (6) y se cumplan los requisitos del inciso K.01.f.

$C = 0.30$  para cabezas circulares y no circulares, con sol-

dadura a traslape o autógena, de la misma construcción que la indicada arriba, pero sin requisito especial con respecto a  $l$ .

$C = 0.30$  para tapas circulares roscadas, con un radio de transición de "3t" mínimo, en las que el diseño de la junta roscada contra falla por corte, tensión o compresión, resultantes de la carga debida a la presión, se basa en un factor de seguridad de 4 como mínimo; y las partes roscadas son por lo menos tan robustas y fuertes como las roscas para tubería estándar del mismo diámetro. Se puede usar soldadura de sello si se desea.

Grabado (d).  $C = 0.20$  para cabezas planas circulares integrales cuando: la dimensión "d" es de 610 mm (24 pulgadas) o menor, la relación del espesor de la cabeza al diámetro "d", es entre 0.05 mínimo y 0.25 máximo, el espesor de la cabeza " $t_b$ " es por lo menos igual al espesor de la envolvente " $t_s$ ", el radio de transición mínimo es de  $0.25 t$ , y la construcción se efectúa por medio de técnicas especiales de colocación y fijación en el extremo de la envolvente, como las empleadas en el cierre de extremos de cabezales.

Grabados (e), (f) y (g).  $C = 0.5$  m, pero no menor de 0.3 para placas circulares soldadas al interior del recipiente y que cumplan los requisitos para los diferentes tipos de recipientes soldados. Si se usa un valor de "m" menor de 1 en el cálculo de " $t$ ", el espesor de la envolvente " $t_s$ ", deberá mantener como mínimo una longitud interior igual a  $\sqrt{4d t_s}$  desde la cara interior de la cabeza. El espesor de la garganta de los filetes de soldadura en los grabados (e) y (f) deberá ser de " $0.7t_s$ " mínimo. El tamaño de la soldadura " $t_w$ " en el grabado (g), deberá estar como mínimo, de dos veces el espesor necesario para una envolvente sin costura, o 1.25 veces el espesor nominal de envolvente, pero en ningún caso será mayor que el espesor de la cabeza; la soldadura se depositará en una ranura para este efecto, cuya raíz se localizará en la cara interior de la cabeza tal como lo muestra el grabado.

$C = 0.5$  para placas no circulares soldadas al interior del recipiente y que reúnan los requisitos para los respectivos tipos de recipientes soldados. El espesor de la garganta del filete de soldadura de los grabados (e) y (f) debe ser como mínimo de  $0.7t_s$ . El tamaño de la solda-

dura  $t_w$  en el grabado (g) deberá ser, no menor de 2 veces el espesor requerido por una envolvente sin costura, ni menor de 1.25 veces el espesor nominal de la envolvente, debiendo no ser mayor que el espesor de la cabeza; la soldadura debe ser depositada en una ranura cuya raíz esté localizada en la cara interior de la cabeza como se muestra en el grabado.

Grabado (h).  $C = 0.5$  para placas circulares soldadas al extremo de la envolvente, cuando " $t_s$ " es por lo menos "1.25  $t_s$ " y los detalles de soldadura cumplen los requisitos del párrafo K.02.f.5 y los grabados (a) a (g) de la figura K.02.f.2.

Grabado (i).  $C = 0.5$  m, pero no menor de 0.3, para placas circulares si se usa un filete interior de soldadura con un espesor mínimo de garganta de 0.7  $t_s$ , y los detalles de la soldadura exterior cumplen los requisitos del párrafo K.02.f.5 y los grabados (a) a (g) de la figura K.02.f.2, en la que la soldadura interior puede considerarse que contribuye con una cantidad igual a " $t_s$ " a la suma de las dimensiones "a" y "b".

Grabados (j) y (k).  $C = 0.3$  para cabezas y tapas circulares y no circulares atornilladas al recipiente como se indica en las figuras. Deberán usarse las fórmulas (2) o (3) debido al momento extra aplicado a la tapa por la tornillería.

Cuando la tapa se ranura para colocar un empaque perimetral, como se muestra en el grabado (k), el espesor neto de la tapa bajo la ranura, o entre la ranura y la orilla exterior de la tapa, no deberá ser menor de:

$$t = d \sqrt{1.78 W h_s / S d^3}$$

para cabezas y tapas circulares, ni menor de:

$$t = d \sqrt{6 W h_s / S L d^3}$$

para cabezas y tapas no circulares.

Grabados (m), (n) y (o).  $C = 0.3$  para placas circulares insertadas en el extremo del recipiente y fijadas por medio de un dispositivo mecánico de cierre hermético, y cuando todos los posibles medios de falla (ya sea corte, tensión, compresión, o deformación radial, incluyendo abocinado o avellanado, resultante de la presión y la expansión térmica diferencial) son resistidas con un factor

de seguridad mínimo de 4. Se puede emplear la solda dura de sello si se desea.

Grabado (p).  $C = 0.25$  para tapas circulares o no circulares atornilladas a la envolvente, a bridas o a placas laterales, con empaques de cara completa.

Grabado (q).  $C = 0.75$  para placas circulares roscadas en el extremo del recipiente cuyo diámetro interior "d", no sea mayor de 305 mm (12 pulgadas); o para cabezas que tienen una brida integral roscada sobre el extremo del recipiente cuyo diámetro interior "d", sea de 305 mm (12 pulgadas) o menor; y cuando el diseño de la junta roscada, contra falla por corte, tensión, compresión o deformación radial, incluyendo abocinamiento o avellanado, resultante de la presión y la expansión térmica diferencial, se basa en un factor de seguridad mínimo de 4. Si se usa una rosca cónica para tubería, deberán también cumplirse los requisitos de la tabla C.08. Puede usarse soldadura de sello, si se desea.

Grabado (r).  $C = 0.50$  para placas circulares con una dimensión "d" no mayor de 457 mm (18 pulgadas) insertadas en el recipiente, como se muestra en el grabado, y por otra parte, cumpliendo los requisitos de los respectivos tipos de recipientes soldados. En el extremo del recipiente se deberá hacer una ceja doblada a un ángulo mayor de 30° pero menor de 45°. La ceja podrá hacerse en frío cuando esta operación no cause daños al metal. La garganta de la soldadura deberá ser de cuando menos del mismo espesor de la tapa plana o del recipiente, el que sea mayor.

Grabado (s).  $C = 0.50$  para placas circulares biseladas con un diámetro máximo "d", de 457 mm (18 pulgadas), insertadas en el recipiente en cuyo extremo se hará una ceja doblada a un ángulo mínimo de 30°, pero no mayor de 45°, y cuando el rebaje para el asiento, deje por lo menos el 80% del espesor de pared del recipiente. El biselado deberá ser como mínimo del 75% del espesor de la cabeza. El doblado de la ceja se efectuará cuando la circunferencia sea uniformemente calentada a la temperatura de forja para el material empleado. Para esta construcción la relación " $t_s/d$ " no deberá ser menor que  $P/S$ , ni menor de 0.05. La presión máxima permisible para esta construcción, no deberá ser mayor de:  $P = S/5d$ .

## Otros tipos de tapas

Tapas con curvatura esférica. Las reglas para el diseño de cabezas cóncavas esféricas circulares con bridas atornilladas se dan en la fracción F.21.

Tapas de accionamiento rápido (tapas de apertura rápida). Las tapas para acceso al interior de un recipiente que no sean las de diseño por fijación con varios tornillos, deberán tener un mecanismo o dispositivo de cierre, diseñado de manera que la falla de cualquier elemento o componente en el mecanismo de cierre, no haga fallar los demás componentes de cierre, dejando libre la tapa. Las tapas con accionamiento rápido, deberán diseñarse e instalarse de manera que pueda determinarse a simple vista si los elementos de fijación están en buen estado y si los elementos de cierre, cuando la tapa está en la posición de cerrado, están perfecta y totalmente acoplados.

Es poco práctico describir detalladamente los requisitos para cubrir los múltiples dispositivos usados para acceso rápido, para la prevención de una operación negligente o por la omisión de dispositivos de seguridad. Cualquier dispositivo que proporcione seguridad, satisfará los requisitos de esta norma.

Las tapas de apertura rápida se mantendrán en su lugar por medio de un mecanismo o dispositivo de cierre que requiera operación manual y esté diseñada de manera que haya fugas o escape del contenido del recipiente antes del desacoplado de los elementos de cierre, debiendo equiparse con una alarma audible o visual que servirá para avisar al operador si se aplica presión al recipiente antes de que se cierre o que se hayan acoplado totalmente los elementos de soporte en la posición prevista y además servirá para avisar si se hace el intento de operar el mecanismo de cierre, antes de aliviar la presión del recipiente.

Cuando se diseñen recipientes con tapas de accionamiento rápido, éstas deberán proyectarse con manómetros visibles de el área de operación.

F.21 Cubiertas con abombado esférico (cabezas atornilladas)

F.21.a Los símbolos usados en las fórmulas de este párrafo se definen a continuación:

$t$  = Espesor mínimo necesario de la placa de la cabeza después del conformado, pulgadas.

$L$  = Radio interior de corona o esférico, pulgadas.

$r$  = Radio interior de transición, pulgadas.

$P$  = Presión de diseño (ver fracción F.06, o presión máxima permisible de trabajo para recipientes existentes) lb/pulg<sup>2</sup>.

$S$  = Esfuerzo máximo permisible del material, lb/pulg<sup>2</sup>.

$T$  = Espesor de la brida, pulgadas.

$M_0$  = Momento total, en lb-pulg, determinado de acuerdo con la fracción H.02.b, para cabezas con presión sobre el lado cóncavo, y con la fracción H.02.g, para cabezas con presión sobre el lado convexo; excepto para aquellas cabezas mostradas en el grabado (d) de la figura F.21,  $H_d$  y  $h_d$  se definen abajo, y se deberá incluir un momento adicional  $H_r h_r$  (que se puede sumar o restar), en donde:

$H_r$  = Componente radial de la carga de membrana en el segmento esférico =  $H_d \cot \beta_1$  (libras); actuando en la intersección del interior del anillo de la brida con la línea de centros del espesor de la cubierta abombada.

$h_r$  = Brazo de palanca de la fuerza  $H_r$  con respecto al centroide del anillo de la brida (pulgadas).

$H_d$  = Componente axial de la carga de membrana en el segmento esférico, (libras), actuando sobre el interior del anillo de la brida =  $0.785 B^2 P$ .

$h_d$  = Distancia radial desde la circunferencia de tornillos al interior del anillo de la brida (pulgadas).

$\beta_1$  = Angulo formado por la tangente a la línea de centros del espesor de la cubierta abombada, en su punto de intersección con el anillo de la brida y una línea perpendicular al eje de la cubierta abombada.

$$= \text{Arc sen} \left[ \frac{B}{2L+T} \right]$$

Nota: Dado que  $H_r h_r$ , en algunos casos se resta del momento total, el momento en el anillo de la brida, cuando la presión interna es cero puede ser la carga determinante para el diseño de la brida.

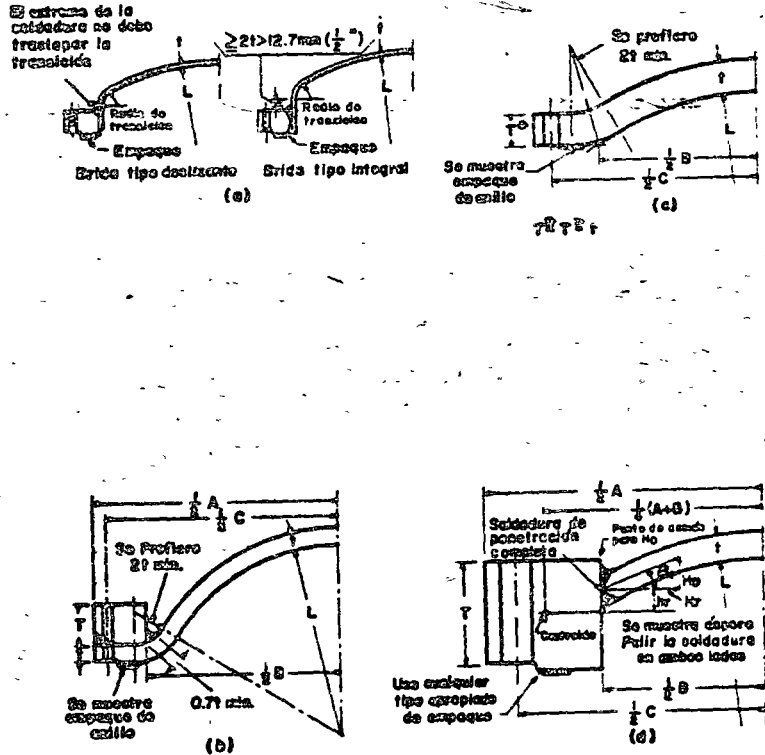


FIG. N° F.21 Cubiertas abombadas esféricamente de plancha de acero, con bridas para atornillar

**A =** Diámetro exterior de la brida (pulgadas).  
**B =** Diámetro interior de la brida (pulgadas).  
**C =** Diámetro de la circunferencia de tornillos (pulgadas).

**F.21.b** Cabezras con presión sobre el lado cóncavo.  
 Las cabezas circulares abombadas esféricamente, con bridas, y con presión en el lado cóncavo, que se adaptan a los diferentes tipos ilustrados en la figura F.21, se diseñarán de acuerdo con las siguientes fórmulas:

**F.21.b.1** Cabezras del tipo mostrado en el grabado (a) de la figura F.21.

**F.21.b.1.a** El espesor de la cabeza "t", se determinará de acuerdo con la fórmula correspondiente de la fracción F.17.

**F.21.b.1.b** El radio de la cabeza (L), o el radio de transición "r", no deberá exceder los límites fijados en la fracción F.17.

**F.21.b.1.c** La brida deberá cumplir por lo menos los requisitos de la figura H.01.h y deberá diseñarse de acuerdo con las condiciones de los párrafos H.01.h al H.02.c. (Dentro de los límites de la Norma ANSI B 16.5, las caras de las bridas y barrenos deberán cumplir dicha norma y el espesor especificado en la misma, se considerará como un requisito mínimo).

**F.21.b.2** Cabezras del tipo mostrado en el grabado (b) de la figura F.21 (no se requiere factor de eficiencia de junta).

**F.21.b.2.a** Espesor de la cabeza:  $t = \frac{5PL}{6S}$

**F.21.b.2.b** Espesor de brida:

Con empaque de anillo:  $T = \sqrt{\frac{M_o}{S_B} \left[ \frac{A+B}{A-B} \right]}$

Con empaque de cara completa:

$$T = 0.6 \sqrt{\frac{P}{S} \left[ \frac{B(A+B)(C-B)}{(A-B)} \right]}$$

**NOTA:** Las componentes radiales de la carga de membrana en el segmento esférico, se supone que son resistidas por su brida. (Dentro de los límites de la norma ANSI B 16.5, las caras de bridas y barrenados deben cumplir con dicha norma, y el espesor especificado en la misma se considerará como requisito mínimo).

F.21.b.3 Cabezas del tipo mostrado en el grabado (c) de la Figura F.21; (no requieren factor de eficiencia de la junta).

$$F.21.b.3.a \text{ Espesor de la cabeza: } t = \frac{5PL}{6S}$$

F.21.b.3.b Espesor de brida:

Para empaque de anillo

$$T = Q + \sqrt{\frac{1.875 Mo (C+B)}{SB (7C-5B)}}$$

Para empaque de cara completa

$$T = Q + \sqrt{Q^2 + \frac{3BQ (C-B)}{L}}$$

Donde:

$$Q = \frac{PL}{4S} \left[ \frac{C+B}{7C-5B} \right]$$

Para cabezas con agujeros redondos para los tornillos,

$$T = Q + \sqrt{\frac{1.875 Mo (C+B)}{SB (3C-B)}}$$

en donde:

$$Q = \frac{PL}{4S} \left[ \frac{C+B}{3C-B} \right]$$

y también para cabezas con agujeros alargados para tornillos a través del extremo de la cabeza.

F.21.b.3.c El espesor necesario de brida debe ser el valor de T dado en F.21.b.3.b, no debiendo ser menor que el valor de t dado en F.21.b.3.a.

F.21.b.4 Cabezas del tipo mostrado en el grabado (d) de la figura F.21; (no se requiere factor de eficiencia de la junta).

$$F.21.b.4.a \text{ Espesor de cabeza } t = \frac{5PL}{6S}$$

$$F.21.b.4.b \text{ Esp. } \bigcirc \text{ de brida } T = F + \sqrt{F^2 + J}$$

$$F = \frac{PB \sqrt{4L^2 - B^2}}{6S (A-B)}$$

$$J = \left[ \frac{Mo}{SB} \right] \left[ \frac{A+B}{A-B} \right]$$

Estas fórmulas son aproximadas y no toman en cuenta la continuidad entre el anillo de la brida y la cabeza abombada. Se deberá usar cuando se requiera, un método de análisis que tome en cuenta esta continuidad. Dicho método deberá ser paralelo al método de análisis y esfuerzos permisibles para diseño de bridas de la cláusula H. La parte abombada de una cubierta diseñada bajo estas reglas podrá, si es soldada, tomar en cuenta la evaluación de cualquier junta soldada.

F.21.c

Cabezas con presión sobre el lado convexo.

Las cabezas con abombado circular esférico con presión sobre el lado convexo, deberán diseñarse de acuerdo con las fórmulas de este párrafo y posteriormente, de ser necesario, se incrementará su espesor para cumplir los requisitos de la fracción F.18.

G

## DISEÑO DE ABERTURAS Y SUS REFUERZOS

G.01

Aberturas en recipientes a presión

G.01.a

Forma de las aberturas:

G.01.a.1

Las aberturas en las partes cilíndricas o cónicas de los recipientes o en cabezas conformadas, deberán ser de forma circular, elíptica o alargada. Cuando la dimensión mayor de una abertura elíptica o alargada es mayor que dos veces la dimensión menor, el refuerzo en la dimensión menor, deberá aumentarse lo necesario para reducir las deformaciones debidas al momento de torsión

G.01.a.2

Las aberturas pueden tener formas diferentes a las indicadas en el párrafo G.01.a.1, debiendo redondearse sus esquinas con un radio proporcional a la abertura. Cuando las aberturas sean de tales proporciones que su resistencia no pueda calcularse con precisión comprobada, o cuando exista duda sobre la seguridad de un recipiente afectado, se deberán someter a pruebas hidrostáticas, co-

mo se indica en el párrafo UG-101 de la Sección VIII Div. 1 del Código ASME:

- G.01.b Tamaño de las aberturas.
- G.01.b.1 Las aberturas reforzadas sobre envolventes cilíndricas y esféricas no están limitadas en tamaño y deberán cumplir los requisitos dados adelante y los adicionales de la fracción G.12.
- G.01.b.2 Las aberturas reforzadas sobre cabezas conformadas no están limitadas en tamaño, pero cuando la abertura sea mayor que la mitad del diámetro de la envolvente, se recomienda se diseñe tal como se indica en los grabados (c) y (d) de la figura G.01.b, con curvas invertidas, o como se indica en los grabados (a) y (b) de la misma figura, con una sección cónica, o con un cono con radio de transición en el extremo mayor. El diseño deberá cumplir todos los requisitos de las reglas para secciones de reducción indicadas en el inciso G.01.e, en lo que estas reglas sean aplicables.
- G.01.c Resistencia y diseño de las aberturas terminadas.
- G.01.c.1 Todas las referencias a dimensiones en los siguientes párrafos, se aplican a la construcción terminada después de haber deducido la tolerancia para corrosión del material. Para propósitos de diseño, no deberá considerarse como refuerzo el material aumentado como tolerancia para corrosión.
- G.01.c.2 Todas las aberturas deberán reforzarse de acuerdo con los requisitos de la fracción G.02, excepto lo indicado en el párrafo G.01.c.3.
- G.01.c.3 Las aberturas sencillas en recipientes que no estén sujetos a rápidas fluctuaciones de presión, no necesitan refuerzo adicional al inherente en la construcción, siempre que cumplan las siguientes condiciones:
- G.01.c.3.1 Conexiones soldadas, las fijadas de acuerdo con las reglas aplicables y no mayores de:
- 76 mm (3") diámetro nominal de tubo. En recipientes o cabezas cuyo espesor de pared sea de 95 mm (3 7/8") o menor.
  - 51 mm (2") diámetro nominal de tubo. En recipientes o cabezas cuyo espesor de pared sea mayor de 95 mm (3 7/8").

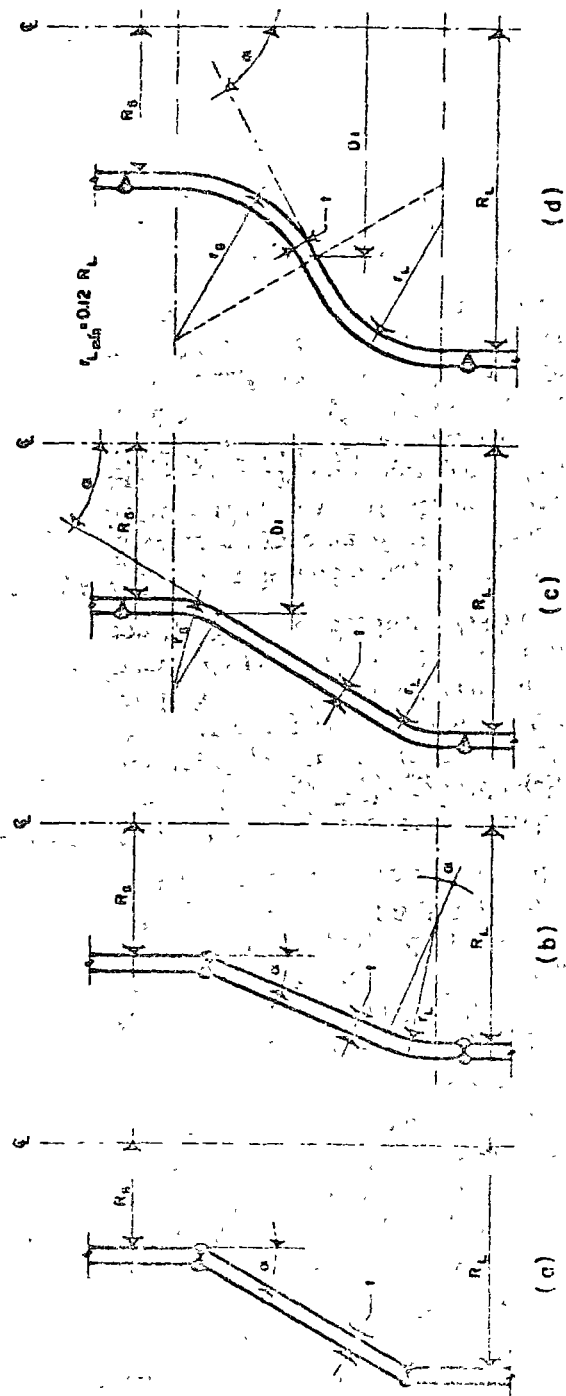


FIG. N° G. 01 - Aberturas grandes en cabezas - Secciones reductoras de curvas invertidas y de cuerpo cónico.

- G.01.c.3.b** Conexiones roscadas, atornilladas o fijadas por expansión en las que los agujeros no excedan de 51 mm (2") de diámetro nominal de tubo.
- G.01.d** Aberturas a través de juntas soldadas.  
Para aberturas a través de juntas soldadas, se deberán tomar las medidas adicionales dadas en el inciso K.02.g.
- G.01.e** Secciones de reducción que trabajan con presión interna.
- G.01.e.1** Las fórmulas y reglas dadas en este párrafo son aplicables a reducciones concéntricas en donde todas las cargas longitudinales se transmiten totalmente a través de la envolvente de la reducción. Cuando las cargas se transmiten parcialmente o como parte de otro elemento, por ejemplo: envolventes interiores, refuerzos, o tubos, no son aplicables las reglas de este párrafo.
- G.01.e.2** El espesor de cada elemento de una reducción, como se definen en el párrafo G.01.e.4, bajo presión interna, no deberá ser menor que el calculado por la fórmula aplicable. Además, deberán tomarse las medidas necesarias para soportar cargas como las enlistadas en la fracción F.07, cuando se espere se presenten.
- G.01.e.3** La terminología indicada en la fracción F.17.c, o los términos indicados a continuación, se aplicarán en este párrafo (véase la fig. No. G.01.b).
- $t$  = Espesor mínimo necesario del elemento considerado de una reducción después de su formación, sin incluir la tolerancia para corrosión (pulgadas).
- $R_L$  = Radio interior del cilindro mayor (pulgadas).
- $R_s$  = Radio interior del cilindro menor (pulgadas).
- $r_L$  = Radio interior de transición en el lado del cilindro mayor (pulgadas).
- $r_s$  = Radio en la superficie interior de la curva de transición para el extremo menor (pulgadas).
- $\alpha$  = Mitad del ángulo del cono, en el vértice (grados).
- G.01.e.4** Elementos de una reducción concéntrica o transición reductora, consiste de uno o más elementos que pueden usarse para unir dos secciones cilíndricas de diferentes diámetros, pero con un eje longitudinal común, y previendo que cumpla los requisitos de este párrafo.
- G.01.e.4.a** Sección de envoltura cónica. El espesor necesario de una sección de envoltura cónica, a la presión permitida

- de trabajo para una sección de espesor dado, se calculará con las fórmulas dadas en el inciso F.17.g.
- G.01.e.4.b** Transición tangente al cilindro mayor. Cuando se usa una transición en el extremo mayor de una reducción, su forma será como la de una cabeza elíptica, torisférica o hemisférica. El espesor y otras dimensiones deberán cumplir los requisitos y previsiones de la fracción F.17.
- G.01.e.5** Combinación de elementos para formar una reducción. Cuando los elementos del párrafo G.01.e.4 se combinan para formar una reducción teniendo diferentes espesores, las juntas, incluyendo la de la placa cónica, requeridas por el párrafo K.02.b.3, deberán quedar dentro de las limitaciones del elemento más delgado que se une.
- G.01.e.5.a** Una reducción puede ser una sección de envolvente cónica sencilla, Fig. G.01.b grabado (a), sin transición, considerando que el ángulo  $\alpha$  sea de 30° o menor, excepto como se prevé en el párrafo G.01.f.5. Se deberá suministrar un anillo de refuerzo en uno o en ambos extremos de la reducción, cuando se necesite, de acuerdo con los requisitos del inciso G.05.f.
- G.01.e.5.b** Una reducción toricónica, Fig. G.01.b grabado (b), puede tener la forma de una parte de una cabeza toricónica, inciso F.17.h, una parte de una cabeza hemisférica más una sección cónica, o una parte de una cabeza elíptica más una sección cónica, considerando que el ángulo  $\alpha$  sea de 30° o menor, excepto como se prevé en el párrafo G.01.f.5. Se instalará un anillo de refuerzo en el extremo pequeño de la reducción cónica cuando se necesite, de acuerdo con las reglas del párrafo G.01.f.
- G.01.e.5.c** Las reducciones con curvas invertidas, Fig. G.01.b grabados (c) y (d), pueden formarse con elementos diferentes a los incluidos en el párrafo G.01.e.4.
- G.01.f** Secciones de reducción y cabezas cónicas bajo presión interna.
- G.01.f.1** Las fórmulas de los párrafos G.01.f.2 y G.01.f.3, se emplean para el diseño del refuerzo cuando éste sea necesario en las juntas cono-cilindro, para secciones de reducción y cabezas cónicas, donde todos los elementos tienen un eje común y la mitad del ángulo en el vértice,  $\alpha \leq 30^\circ$ . El párrafo G.01.f.5 se emplea cuando se hace



un análisis especial en el diseño de las intersecciones cono-cilindro con o sin anillos de refuerzo, en donde  $\alpha$  es mayor de  $30^\circ$ .

Los términos definidos a continuación son los que se emplean en las fórmulas de los párrafos subsecuentes:

$t$  = Espesor mínimo requerido del cilindro en la junta cono-cilindro sin incluir tolerancia para corrosión. (Ver inciso F.12.c), (pulgadas).

$t_c$  = Espesor nominal del cilindro en la junta cono-cilindro sin incluir tolerancia para corrosión. (Ver fracción F.10) (pulgadas).

$t_e$  = Espesor nominal del cono en la junta cono-cilindro, sin incluir tolerancia para corrosión. (Ver fracción F.10) (pulgadas).

$t_o$  = El menor de los siguientes valores: (pulgadas).

$$t_o = t_c - t, \text{ ó}$$

$$t_o = t_e - (t/\cos \alpha).$$

$R_o$  = Radio interior del cilindro menor, (pulgadas).

$R_L$  = Radio interior del cilindro mayor, (pulgadas).

$A$  = Área de refuerzo necesaria, (pulgadas cuadradas).

$A_o$  = Área efectiva de refuerzo debida al exceso de espesor en el metal, (pulgadas cuadradas).

$\Delta$  = Valor que indica la necesidad de refuerzo en la intersección cono-cilindro cuando se tiene un ángulo  $\alpha \leq 30^\circ$ . Cuando  $\Delta \geq \alpha$ , no se requiere refuerzo en la junta (Ver tablas G.01.f.1 y G.01.f.2).

$m$  = El menor de los siguientes valores:

$$m = \frac{t_o}{t} \cdot \cos(\alpha - \Delta), \text{ ó}$$

$$m = \frac{t_o \cos \alpha \cos(\alpha - \Delta)}{t}$$

$E$  = —La menor eficiencia de la junta longitudinal en la envolvente o cabeza o de la junta en el anillo de refuerzo. Para el extremo menor del reductor en corrosión,  $E = 1$  para soldadura a tope.

$P$ ,  $S$  y  $\alpha$ , se definen en párrafo F.17.2.

G.01.f.2 Se deberá reforzar la junta del cono con el cilindro mayor, en las cabezas abocadas y reductores sin transiciones cuando  $\alpha > 30^\circ$ . Cuando  $\alpha \leq 30^\circ$  y correspondiente, se obtiene un valor de  $\Delta$  en la tabla G.01.f.1.

TABLA G.01.f.1

Valores de  $\Delta$ , para juntas con el cilindro mayor, cuando  $\alpha \leq 30^\circ$

P/SE	0.001	0.002	0.003	0.004	0.005	0.006	0.007	0.008	0.009*
$\Delta$	$11^\circ$	$15^\circ$	$18^\circ$	$21^\circ$	$23^\circ$	$25^\circ$	$27^\circ$	$28.5^\circ$	$30^\circ$

\*  $\Delta = 30^\circ$  para valores mayores de P/SE.

Para valores intermedios de P/SE, podrán hacerse interpolaciones.

El área transversal del anillo de refuerzo deberá ser por lo menos, igual a la calculada con la siguiente fórmula

$$A = \frac{PR_L}{2SE} \left(1 - \frac{\Delta}{\alpha}\right) \tan \alpha \dots \dots \dots (1)$$

Cuando los espesores, sin tolerancia para corrosión tanto del reductor como del cilindro, exceden a los requeridos por las fórmulas correspondientes de diseño, el excedente del espesor mínimo que puede considerarse como contribuyente al anillo de refuerzo necesario, se calcula de acuerdo con la siguiente fórmula:

$$A_o = 4t_c \sqrt{R_L t_c} \dots \dots \dots (2)$$

Cualquier área adicional de refuerzo que se requiera, deberá colocarse dentro de una distancia de  $\sqrt{R_L t_c}$  desde la junta entre el reductor y el cilindro. El centroide del área adicional deberá estar dentro de una distancia de  $0.5 \sqrt{R_L t_c}$  desde la junta.

G.01.f.3 Se deberá reforzar la junta de la envolvente cónica de una reducción sin abocinado (fiare), y el cilindro menor, cuando, usando la relación P/SE correspondiente, se obtiene un valor de  $\Delta$  de la tabla G.01.f.2 que resulte menor que  $\alpha$ .

TABLA G.01.f.2

Valores de  $\Delta$ , para juntas con el cilindro menor, cuando  $\alpha \leq 30^\circ$

P/SE	0.002	0.003	0.010	0.020	0.040	0.060	0.100	0.150*
$\Delta$	$4^\circ$	$6^\circ$	$9^\circ$	$12.5^\circ$	$17.5^\circ$	$24^\circ$	$27^\circ$	$30^\circ$

\*  $\Delta = 30^\circ$  para valores mayores de P/SE.

El área transversal del anillo de refuerzo deberá ser por lo menos, igual a la calculada con la siguiente fórmula:

$$A = \frac{2R_0^2}{2SE} \left(1 - \frac{A}{\alpha}\right), \tan \alpha \dots \dots \dots (3)$$

Cuando el espesor, sin tolerancia para corrosión, del reductor o del cilindro exceden del requerido por las fórmulas correspondientes de diseño, el excedente de espesor mínimo, puede considerarse como contribuyente al anillo de refuerzo necesario, de acuerdo con la siguiente fórmula.

$$A_0 = \pi r \sqrt{R_0 t} \left[ (t_1 - t / \cos \alpha) + (t_2 - t) \right] \dots \dots (4)$$

Cualquier área adicional de refuerzo que se requiera, deberá situarse dentro de una distancia de  $\sqrt{R_0 t_1}$  desde la junta; y el centroide del área adicional deberá quedar dentro de una distancia de  $0.5 \sqrt{R_0 t_1}$  desde la junta.

G.01.15 Los reductores que no se hayan descrito en el párrafo G.01.15, tal como los fabricados con dos conos truncados con diferentes pendientes, pueden diseñarse de acuerdo con el párrafo G.01.15.

G.01.15 Cuando la mitad del ángulo en el vértice ( $\alpha$ ), es mayor de 30°, se podrán usar las uniones cono-cilindro sin transiciones, con o sin anillos de refuerzo, si el diseño se basa en un análisis especial, tal como el de viga-sobre-embentadura-elástica de Timoshenko, Hetenyi, o de Watt y Lang.

Cuando se efectúan algunos de esos análisis, los esfuerzos localizados calculados en la discontinuidad no deberán exceder los siguientes valores:

G.01.15.a (El esfuerzo tangencial de membrana + El promedio de esfuerzo tangencial de discontinuidad), no deberá ser mayor de 1.5 SE.

G.01.15.b (El esfuerzo longitudinal de membrana + El esfuerzo longitudinal de discontinuidad debido al doblado), no deberá ser mayor de 4 SE; donde el promedio del esfuerzo tangencial de discontinuidad es el promedio de los esfuerzos tangenciales a través del espesor de pared debido a la discontinuidad en la junta sin tomar en cuenta el efecto del esfuerzo longitudinal en las superficies, multiplicado por la relación de Poisson.

La junta de ángulo entre el cono y el cilindro se diseñará como equivalente a una junta doble, soldada a tope, y debido al gran esfuerzo del doblado, no deberá haber zona débiles alrededor de la junta de ángulo. El espesor de cilindro podrá aumentarse para limitar la diferencia de espesores, de manera que se tenga un contorno liso y uniforme en el ángulo de unión.

G.02 Refuerzo necesario para aberturas en envolturas y cabezas

G.02.a Generalidades. Las reglas de esta fracción se aplicarán a todas las aberturas que sean diferentes a las descritas en continuación:

G.02.a.1 Aberturas pequeñas, cubiertas por el párrafo G.01.15.

G.02.a.2 Aberturas en cabezas planas, cubiertas por la fracción G.04.

G.02.a.3 Aberturas diseñadas como secciones de reducción, cubiertas por el inciso G.01.e.

G.02.a.4 Aberturas grandes en cabezas, cubiertas por el párrafo G.01.15.2.

G.02.a.5 Agujeros para tubos con ligamentos entre ellos, de acuerdo con las reglas de la cláusula J.

El refuerzo deberá suministrarse en la cantidad y distribución tales, que las necesidades de área para refuerzo se satisfagan para todos los planos a través del centro de la abertura, y normales a la superficie del recipiente. Para una abertura circular en una envoltura cilíndrica, el plano que contiene al eje de la envoltura es el plano de mayor carga debido a la presión.

Para aberturas sencillas, la mitad del refuerzo necesario deberá quedar como mínimo, a cada lado de la línea de centro.

G.02.b Diseño por presión interna. El área seccional total del refuerzo "A", necesaria en cualquier plano dado de un recipiente bajo presión interna, deberá ser cuando menos de:

$$A = d \times t_r \times F$$

Donde

d = Diámetro de la abertura circular o rectangular

cualquier plano dado, sin considerar tolerancia por corrosión (pulgadas).

**F** = Factor de corrección que compensa la variación de los esfuerzos por presión, en los diferentes planos con respecto al eje del recipiente. Un valor de 1.00 se usará para todas las formas, excepto los valores de la Fig. G.02.b, que podrán usarse para abertura con refuerzo integral en envolventes y conos.

**t<sub>r</sub>** = Espesor necesario para una envolvente o cono sin costura, calculado por medio de las reglas de esta norma para la presión indicada, (pulgadas), excepto:

- I) Cuando la abertura y su refuerzo se encuentran dentro de la parte esférica de una cabeza torisférica, "t<sub>r</sub>" es el espesor necesario, de acuerdo con el párrafo F.17.s.4, usando  $E = 1$  y  $M = 1$ .
- II) Cuando la abertura es en un cono, "t<sub>r</sub>" es el espesor necesario para un cono sin costura de diámetro "D", medido donde el eje de la boquilla, que perfora la pared interior del cono.
- III) Cuando la abertura y su refuerzo están en una cabeza elíptica y dentro del círculo cuyo eje coincide con el de la cabeza, y cuyo diámetro es de 80% del diámetro de la envolvente, "t<sub>r</sub>" es el espesor necesario para una esfera sin costura de radio igual a "K<sub>1</sub> D", donde "D" es el diámetro de la envolvente y el valor de "K<sub>1</sub>", está dado por la tabla G.02.b 1.
- IV) Cuando la abertura se encuentra en un recipiente construido con los requisitos del párrafo K.02.e.3, el valor de "S", usado en el cálculo de "t<sub>r</sub>", deberá ser el 80% del valor del esfuerzo permisible para el material.

TABLA G.02.b.1

Valores del factor F para radio esférico

K <sub>1</sub>	1.36	1.27	1.18	1.05	0.99	0.90	0.81	0.73	0.65	0.57	0.50
D/2h	3.0	2.8	2.6	2.4	2.2	2.0	1.8	1.6	1.4	1.2	1.0

Nota: Para valores intermedios pueden hacerse interpolaciones.  
Radio esférico equivalente = K<sub>1</sub> D; D/2h = relación de ejes (ver párrafo F.17.s.2).

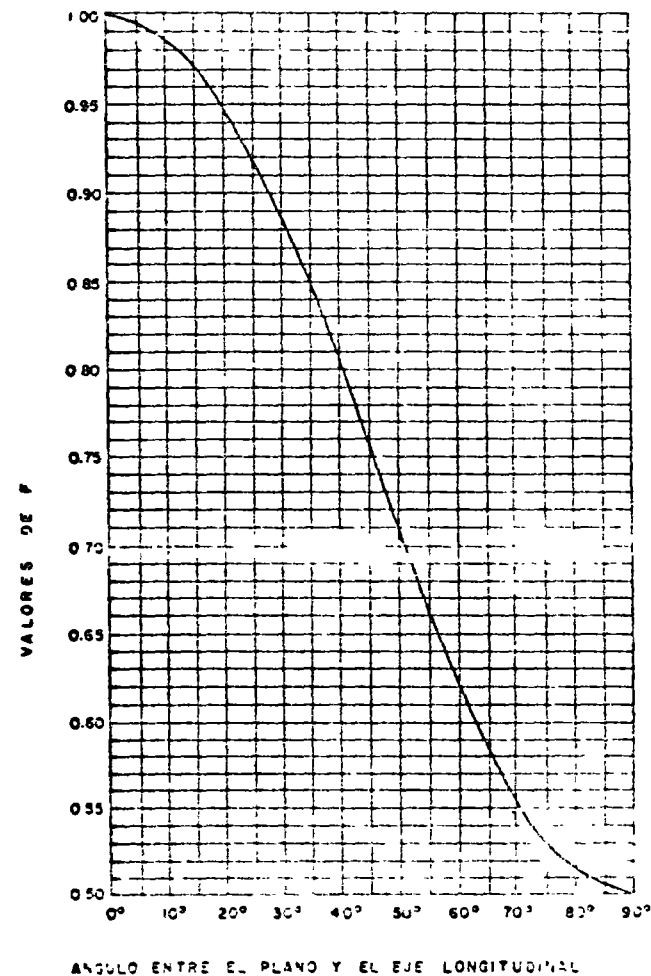


FIG N° G 02.b - Gráfico para determinar los valores de F, según se requiera de acuerdo con el párrafo N° G 02

**G.02.c** Diseño por presión externa.

**G.02.c.1** El refuerzo necesario para aberturas en recipientes de pared sencilla, sujetos a presión exterior, es solamente el 30% del refuerzo necesario del inciso G.02.b, donde "t," es el espesor de pared necesario, de acuerdo con las reglas para recipientes bajo presión exterior.

**G.02.c.2** El refuerzo necesario para aberturas en cada envolvente de un recipiente de pared múltiple, deberá cumplir los requisitos del párrafo G.02.c.1 cuando la envolvente esté sujeta a presión externa, y deberá estar de acuerdo con el inciso G.02.b, cuando la envolvente esté sujeta a presión interna, sin tomar en cuenta que haya o no boquillas comunes que unan a varias envolventes por medio de soldaduras resistentes.

**G.02.d** Diseño por presión interna y externa alternadas.

**G.02.d.1** El refuerzo para recipientes sujetos a presión interna y externa alternadas deberá cumplir los requisitos del inciso G.02.b para presión interna, y los del inciso G.02.c para presión externa.

**G.03** Aberturas integrales rebordeadas en cabezas conformadas

**G.03.a** Las aberturas integrales rebordeadas hechas en cabezas conformadas, fabricadas por trabajo de conformado interior o exterior en la placa de la cabeza, deberán cumplir los requisitos de la fracción G.02.

**G.03.b** La longitud mínima del cuello de una abertura integral rebordeada mayor de 152 mm (6 pulgadas) en cualquier dimensión interior, cuando no está reforzada por algún nubo, deberá ser igual a "3t," o  $t_r + 3$ " (pulgadas), la que sea menor, donde "t," es el espesor necesario de la cabeza. La profundidad o longitud del cuello se deberá determinar colocando una regla a través del eje mayor y midiendo, desde el filo de la regla al extremo del cuello (ver Fig. G.03).

**G.03.c** El ancho mínimo de la superficie de apoyo para un empaque en una abertura integral rebordeada autocejlante, deberá estar de acuerdo con el inciso G.11.i.

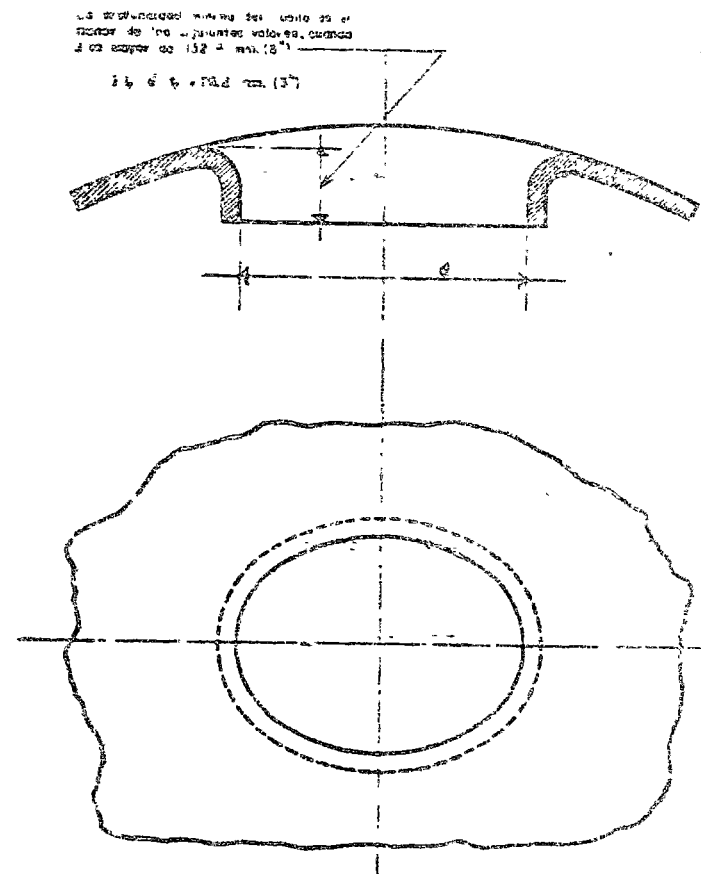


FIG. N° G.03 - Profundidad mínima para cuellos de aberturas integrales rebordeadas

### G.04 Refuerzo para aberturas en cabezas planas

G.04.a Generalidades. Las reglas de este párrafo se aplican a todas las aberturas, excepto aquellas cubiertas por el párrafo G.01.c.3.

G.04.b Las cabezas planas que tienen una abertura con un diámetro no mayor de la mitad del diámetro de la cabeza o claro menor, como se define en la fracción E.19, deberán tener una área seccional del refuerzo, de cuando menos, el dado por la fórmula  $A = 0.5d \times t$ ; donde "d" es el definido en la fracción G.02 y "t" el definido en la fracción F. 19.

G.04.c Las cabezas planas que tienen una abertura con un diámetro mayor de la mitad del diámetro de la cabeza o claro menor, como se define en la fracción F.19, se diseñarán como una brida, de acuerdo con las reglas para "Conexiones Bridadas Atornilladas" dadas en la cláusula H.

G.04.d Como alternativa al inciso G.04.b, el espesor de las cabezas planas puede aumentarse para proporcionar el refuerzo necesario a la abertura, como sigue:

G.04.d.1 Con las fórmulas (1) o (3) del inciso F.19.c, usando "2C, o 0.75", en lugar de "C", el que sea menor.

G.04.d.2 Con las fórmulas (2) o (5) del inciso F.19.c, duplicando la cantidad dentro del signo de raíz cuadrada.

### G.05 Límites del refuerzo

G.05.a Los límites del área transversal en cualquier plano normal a la pared del recipiente que pasa a través del centro de la abertura y dentro del cual deberá colocarse el metal para que tenga valor como refuerzo, se denominan límites del refuerzo para ese plano.

G.05.b Los límites del refuerzo, medidos en forma paralela a la pared del recipiente, deberán estar a una distancia, a cada lado del eje de la abertura, igual a la mayor de las siguientes:

G.05.b.1 El diámetro de la abertura terminada, sin considerar la tolerancia para corrosión.

G.05.b.2 El radio de la abertura, sin considerar la tolerancia para corrosión, más los espesores de pared del recipiente y de la boquilla.

G.05.c Los límites del refuerzo, medidos en forma normal a la pared del recipiente, deberán adaptarse al contorno de la superficie en una distancia desde cada superficie, igual a la menor de las siguientes:

G.05.c.1  $2\frac{1}{2}$  veces el espesor nominal de pared del recipiente, sin incluir la tolerancia para corrosión.

G.05.c.2  $2\frac{1}{2}$  veces el espesor de pared de la boquilla, sin incluir la tolerancia para corrosión, más el espesor de cualquier refuerzo, sin incluir el de soldadura, en el lado de la envolvente considerada.

G.05.d El espesor de la envolvente, que puede considerarse como refuerzo deberá incluir lo siguiente:

G.05.d.1 El excedente del espesor necesario para resistir la presión, y el espesor especificado como tolerancia para corrosión. El área en la pared del recipiente disponible como refuerzo, es el mayor de los valores "A<sub>1</sub>" dado por las siguientes fórmulas:

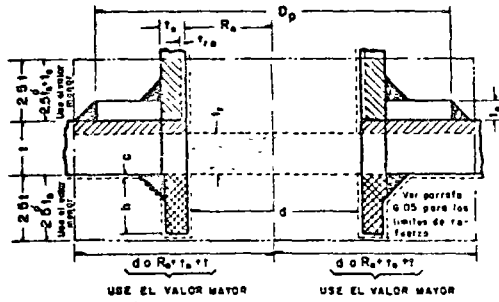
$$A_1 = (E_1 t - F t_r) d, \text{ ó } A_1 = 2 (E_1 t - F t_r) (t + t_r)$$

G.05.d.2 El excedente del espesor necesario para resistir la presión y del espesor especificado como tolerancia para corrosión en la parte de la boquilla que se extiende hacia afuera de la pared del recipiente. El área máxima en la pared del recipiente, disponible como refuerzo, es el menor de los valores "A<sub>2</sub>", dados por las siguientes fórmulas.

$$A_2 = (t_n - t_{rn}) 5t, \text{ ó } A_2 = (t_n - t_{rn}) (5t_n + 2t_r)$$

El espesor excedente en la pared de la boquilla que se extiende hacia el interior del recipiente podrá incluirse después de haber descontado la tolerancia para corrosión que se hace para todas las superficies expuestas. No deberá tomarse ninguna tolerancia para la presión diferencial en la boquilla que se extiende hacia el interior del recipiente, que pueda causar esfuerzos opuestos a aquellos esfuerzos en la envolvente alrededor de la abertura. La nomenclatura empleada en las fórmulas de los párrafos G.05.d.1 y G.05.d.2 es la siguiente:

A<sub>1</sub> = Área excedente en el espesor de la pared del recipiente, disponible para refuerzo, en pulgadas cuadradas. (Ver figuras G.05.a y G.05.b).



SIN ELEMENTO DE REFUERZO

- =  $A = d \times t_r \times f$
- =  $A_1 \left\{ \begin{array}{l} (E_1 - F_1)(d - R_n) 2 = (E_1 - F_1)d \\ (E_1 - F_1)(R_n + t_n + t - R_n) 2 = (E_1 - F_1)(t_n + t) 2 \end{array} \right.$
- =  $A_2 \left\{ \begin{array}{l} (t_n - t_{rn}) 2 S_1 + 2 = (t_n - t_{rn}) S_1 \\ (t_n - t_{rn}) 2 S_1 + 2 = (t_n - t_{rn}) S_1 \end{array} \right.$
- =  $A_3 = (t_n - c) h \times 2 = (t_n - c) 2 h$
- =  $A_4$  = Área de soldaduras

- Área necesaria de refuerzo
- (1a) El mayor valor es el área de la envolvente disponible para refuerzo
  - (2a) El menor valor es el área de la pared de la boquilla disponible para refuerzo

Si  $A_1 + A_2 + A_3 + A_4 \geq A$  La abertura está reforzada correctamente  
 Si  $A_1 + A_2 + A_3 + A_4 < A$  La diferencia deberá suministrarse por un elemento de refuerzo u otro medio

CON ELEMENTO DE REFUERZO

$A_1, A_2, A_3, A_4$ , igual que sin elemento de refuerzo  
 Con un elemento de refuerzo,  $2 S_1$  se mide desde la superficie superior del elemento de refuerzo  
 $A_2$  Se transforma en el menor de los siguientes valores  $(t_n - t_{rn}) S_1$  o  $(t_n - t_{rn})(2 S_1 + t_n) 2$   
 Área del elemento de refuerzo  $(S_1 - d - 2 t_n) t_n = A_5$   
 Si  $A_1 + A_2 + A_3 + A_4 + A_5 \geq A$  la abertura está reforzada correctamente

\* La proyección de la boquilla no cubre la parte posterior de ningún tipo de fijación, por tanto el término  $(t_n - c)$  es ligeramente conservador

FIG N° G 05 a.- Ejemplo de una abertura reforzada

(Esta figura ilustra una configuración usual de boquilla y no restringe otras configuraciones aceptadas en esta norma)

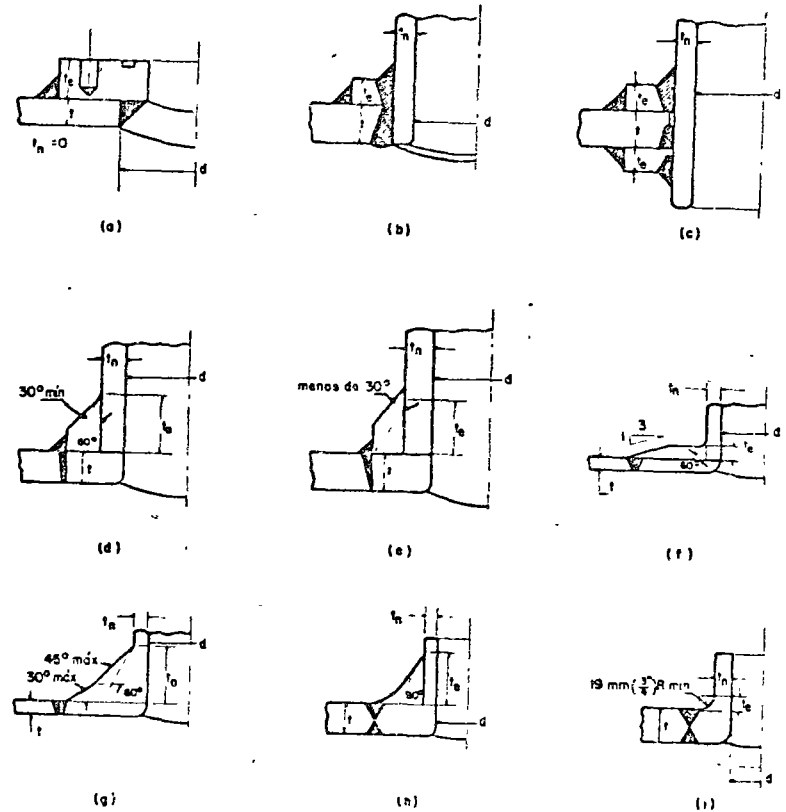


FIG N° G 05 b ALGUNAS CONFIGURACIONES REPRESENTATIVAS QUE DESCRIBEN LA DIMENSION DEL REFUERZO "t<sub>n</sub>"

$A_2$  = Área del espesor excedente en la pared de la boquilla, disponible para refuerzo, en pulgadas cuadradas. (Ver figuras G.05.a y G.05.b).

$E_1$  = 1, cuando una abertura está en la placa, o cuando la abertura pasa a través de una junta circunferencial en una envolvente o cono (sin incluir las juntas de cabeza a envolvente). Cuando la abertura pasa a través de cualquier junta soldada, se usarán las eficiencias de la tabla K.02.e.

$F$  = Factor de corrección que compensa la variación de los esfuerzos por presión en los diferentes planos con respecto al eje del recipiente. Se deberá usar un valor de 1.00 para cualquier configuración, excepto para las aberturas con refuerzo integral en envolventes cilíndricas y conos donde se usarán los valores mostrados en la figura G.02.b.

$t_a$  = Espesor del parche de refuerzo o altura del triángulo recto de  $60^\circ$  más grande soportado por las superficies proyectadas del recipiente y el diámetro exterior de la boquilla y que cae completamente dentro del área de refuerzo integral, (pulgadas). (Ver figura G.05.b).

$t$  = Espesor nominal de la pared de un recipiente, sin incluir la tolerancia para corrosión (pulgadas).

$t_r$  = Espesor necesario para una envolvente o cabeza sin costura, como se define en el inciso G.02.b (pulgadas).

$t_n$  = Espesor nominal de pared de una boquilla, sin incluir la tolerancia para corrosión (pulgadas).

$t_{ra}$  = Espesor necesario para la pared de una boquilla sin costura (pulgadas).

$d$  = Diámetro de la abertura terminada en el plano considerado, sin incluir la tolerancia para corrosión (pulgadas). (Ver inciso G.02.b y las figuras G.05.b y K.02.i 1).

15.d.3 El material de refuerzo y el metal de aporte de su soldadura de fijación.

## G.06 Resistencia del refuerzo

G.06.a El material utilizado como refuerzo deberá tener un esfuerzo permisible igual o mayor que el del material de la pared del recipiente. El metal de soldadura depositado en la parte exterior de la pared del recipiente, o en cualquier placa de refuerzo, deberá tomarse en cuenta con un esfuerzo permisible equivalente al del material más débil de los unidos por la soldadura.

La soldadura de fijación entre el recipiente y la boquilla o entre la placa de refuerzo y la boquilla, deberá tomarse en cuenta con un esfuerzo permisible igual al del recipiente o al de la placa de refuerzo respectivamente, de acuerdo con las condiciones previstas en este párrafo.

G.06.b A cada lado del plano, definido en el inciso G.05.a, la resistencia del medio de fijación que une la pared del recipiente y el refuerzo, o cualquier parte del refuerzo, deberá ser por lo menos, igual al menor de los siguientes conceptos:

G.06.b.1 La resistencia a la tensión del área seccional del elemento de refuerzo considerado.

G.06.b.2 La resistencia a la tensión del área de refuerzo, definida en la fracción G.02, menos la resistencia a la tensión del área de refuerzo integral con la pared del recipiente, como se define en el párrafo G.05.d.1.

G.06.c La resistencia de la junta de refuerzo deberá considerarse en su longitud total, a cada lado del plano del área de refuerzo definida en la fracción G.05. Para aberturas alargadas (obround), deberá considerarse también la resistencia en el plano transversal a los lados paralelos de la abertura que pasa a través del extremo semicircular de la abertura.

G.06.d Los requisitos detallados para refuerzos soldados, se dan en el inciso K.02.h.

## G.07 Refuerzo en aberturas múltiples

G.07.a Cuando dos aberturas cualesquiera, están separadas por una distancia menor a dos veces el promedio de los diámetros, de manera que sus refuerzos se traslapen, las dos aberturas (o un número mayor), deberán reforzarse,

de acuerdo con la fracción G.02, con refuerzo combinado que tenga una resistencia igual a la resistencia combinada del refuerzo necesario para cada abertura, tratada por separado. Ninguna porción del área seccional se considerará que se aplica a más de una abertura, o evaluarse más de una vez en área combinada.

- G.07.b** Cuando se tienen más de dos aberturas protegidas con un refuerzo combinado común, para considerar como refuerzo el metal entre boquillas, la distancia mínima entre centros de dos aberturas cualesquiera deberá ser preferentemente 1.5 veces su diámetro promedio, y el área seccional de refuerzo entre ellas, deberá ser por lo menos, el 50% del total requerido para esas dos aberturas.
- G.07.c** Cuando se tienen dos aberturas adyacentes, como las descritas en el inciso G.07.b, con una distancia entre centros menor de  $1\frac{1}{2}$  veces su diámetro promedio, no deberá considerarse como refuerzo el metal entre las dos aberturas.
- G.07.d** Cualquier número de aberturas adyacentes con separación entre ellas, menor de 1.5 veces su diámetro promedio en cualquier forma de arreglo, pueden reforzarse considerando una abertura de diámetro tal, que cubra todas las aberturas consideradas.
- G.07.e** Cuando se refuerza un grupo de aberturas por medio de una sección de mayor espesor soldada a tope, con la envoltura o con la cabeza, los extremos insertados deberán biselarse de acuerdo con el párrafo K.02.b 3.
- G.07.f** Cuando hay una serie de aberturas para tubo en un recipiente a presión y es impráctico reforzar cada abertura, la construcción será aceptable si los ligamentos de los refuerzos entre las aberturas se calculan de acuerdo con las reglas de la cláusula J.

**G.08** *Métodos de fijación de tubos y cuellos de boquillas a la pared del recipiente*

**G.08.a** Los tubos y cuellos de boquillas deberán fijarse por medio de cualquiera de los métodos de fijación dados en este párrafo, excepto lo previsto en la fracción G.01.

**G.08.b** Conexiones soldadas. La fijación por medio de soldadu-

ra se deberá efectuar de acuerdo con los requisitos de los incisos K.02 h y K.02.i

- G.08.c** Fijación con tornillos. Las conexiones pueden efectuarse por medio de espárragos. El recipiente tendrá una superficie plana y maquinada sobre su pared, o sobre un parche, placa, o aditamento debidamente fijado. Los agujeros a los que se les hará rosca no deberán hacerse en la pared del recipiente. Los agujeros roscados deberán cumplir también los requisitos del inciso G.09 b. Las conexiones atornilladas deberán cumplir los requisitos para refuerzo de las fracciones G.01 a G.07.
- G.08.d** Fijaciones por medio de roscas. Los tubos y otros aditamentos roscados, que cumplen los requisitos de la norma ANSI-B2-1, pueden fijarse en un agujero roscado en la pared del recipiente, previendo que el tubo engarce el número mínimo de hilos indicado por la tabla G.08, después de haber tomado la tolerancia necesaria para incluir la curvatura del recipiente. Un parche, placa o aditamento debidamente fijado, podrá usarse para suministrar el espesor del metal y el número de hilos necesarios de acuerdo con la tabla G.08, o ponerse un refuerzo cuando sea necesario.

**TABLA G.08.**

Número mínimo de hilos de engarce para conexión de tubo con cuerda.

Tamaño del tubo de conexión		Número de hilos engarzados	Espesor mínimo de placa	
mm	(pulg)		mm	(pulg)
13	$\frac{1}{2}$	6	11	0.43
19	$\frac{3}{4}$	6	11	0.43
25	1	7	15.5	0.61
38	$1\frac{1}{2}$	7	15.5	0.61

No se permite la fijación con rosca, de aditamentos mayores de 38 mm ( $1\frac{1}{2}$  pulg) de diámetro.

- G.08.e** Fijación por expansión. No se permitirá la fijación de tubos o aditamentos a la pared del recipiente por medio de expansión.



**Bridas y accesorios bridados, fijados con tornillos**

Los requisitos dimensionales de las conexiones bridadas, fijadas con tornillos y utilizadas para conectar tubería con las boquillas exteriores del recipiente, deberán estar de acuerdo con la fracción C.07 "Bridas" de la norma de Petróleos Mexicanos 3.374.01 "Sistema de Transporte de Petróleo por Tubería", con la norma MSS-SP-42-1953. Válvulas bridadas fundidas clase 150, resistentes a la corrosión; o con el Estándar API-605-1967 "Bridas de Acero al Carbono de Diámetros Grandes". Estas bridas y accesorios bridados podrán usarse dentro de los límites de presión-temperatura dados en dichas normas o estándares. Las bridas y accesorios bridados no incluidos en estas normas o estándares, para su aceptación, deberán diseñarse de acuerdo con la cláusula H de esta norma para las condiciones de diseño del recipiente, y deben utilizarse dentro de los límites de presión temperatura anteriormente determinados.

Cuando las bridas y accesorios lleven agujeros roscados para espárragos, las roscas deberán ser completas y limpias para permitir que enrosque el espárrago una longitud de cuando menos, igual al "ds" mayor o,

$$0.75 ds \left[ \frac{Se}{Sm} \right]$$

en donde:

ds = diámetro de espárrago, excepto que la longitud engarzada no exceda de 1.5 ds.

Se = Valor del esfuerzo máximo permisible del material del espárrago a la temperatura de diseño.

Sm = Valor del esfuerzo máximo permisible del material roscado a la temperatura de diseño.

**Espesor de pared de los cuellos de boquillas**

El espesor de pared de un cuello de boquilla u otro aditamento, no deberá ser menor que el calculado para las cargas aplicables de la fracción F.07, más el espesor adicionado como tolerancia para corrosión en la conexión, ni menor que el menor de los siguientes valores, excepto para aberturas de acceso y de inspección.

**G.10.a.1** El espesor de la envolvente o cabeza, calculado con  $E = 1$ , a la cual se fijará la conexión, más la tolerancia para corrosión prevista en la envolvente o cabeza adyacente a la conexión, pero en ningún caso menor que el espesor mínimo especificado para el material.

**G.10.a.2** El espesor mínimo de pared para tubería estándar más la tolerancia para corrosión en la conexión. Para boquillas mayores que los tamaños de tubería incluida en el código ANSI-B36.10, el espesor de pared de la tubería más grande, más la tolerancia por corrosión.

**G.10.b** El valor al corte del esfuerzo permisible en el cuello de la boquilla debe ser 70% del esfuerzo permisible a la tensión para el material del recipiente.

**Registros para inspección**

**G.11.a** Todos los recipientes a presión para uso con aire comprimido, excepto lo permitido en este párrafo, y aquellos recipientes sujetos a corrosión interior o que tengan partes sujetas a erosión o abrasión mecánica (ver fracción F.10), deberán suministrarse con entradas de hombre, de mano u otros registros de inspección para examen y limpieza.

El aire comprimido, como se emplea en este párrafo no es aquél al que se le ha eliminado la humedad; y tiene una temperatura del punto de rocío de  $-45.6^{\circ}\text{C}$  ( $-50^{\circ}\text{F}$ ) o menor. El reporte de información del fabricante deberá indicar claramente "para servicio no-corrosivo" cuando no se proporcionen registros para inspección.

**G.11.b** Cuando se estipulen agujeros testigo de acuerdo con los requisitos de la fracción F.10, los registros para inspección, como se requieren en el inciso G.11.a, pueden omitirse en recipientes sujetos únicamente a corrosión. Esto no es aplicable a recipientes para aire comprimido.

**G.11.c** Los recipientes con diámetro interior arriba de 305 mm (12") para aire, que contienen otras substancias para prevenir la corrosión, no necesitan registros para inspección, tomando en cuenta que el recipiente tiene otras boquillas a través de las cuales se pueden hacer la inspección convenientemente, y que dichas boquillas son equivalentes en tamaño y cantidad a los requeridos en el inciso G.11.f.

- G.11.d** Para recipientes de 305 mm (12") de diámetro interior y menores, los registros para inspección únicamente pueden omitirse, si hay por lo menos dos boquillas para conexión de tubería, desmontables, de 19 mm ( $3/4$ ") de diámetro nominal, como mínimo.
- G.11.e** Para recipientes mayores de 305 mm (12") pero menores de 406 mm (16") de diámetro interior, que se instalarán de tal manera que se puedan desconectar de un conjunto a ensamble para su inspección, no necesitan registros para inspección, únicamente si hay por lo menos dos boquillas para conexión de tubería, desmontables, de 38 mm ( $1\frac{1}{2}$ ") de diámetro nominal, como mínimo.
- G.11.f** Los recipientes que necesiten registros para acceso o inspección, deberán equiparse como sigue:
- G.11.f.1** Todos los recipientes menores de 457 mm (18") y mayores de 305 mm (12") de diámetro interior, tendrán por lo menos dos (2) registros de mano o dos (2) boquillas bridadas y taponadas para inspección de por lo menos 38 mm ( $1\frac{1}{2}$ ") de diámetro nominal.
- G.11.f.2** Todos los recipientes entre 457 mm (18") y 914 mm (36") de diámetro interior inclusive, deberán tener un agujero de hombre, o por lo menos dos (2) agujeros de mano, o dos (2) aberturas bridadas para inspección, taponadas, de 51 mm (2") de diámetro nominal, como mínimo.
- G.11.f.3** Todo, los recipientes mayores de 914 mm (36") de diámetro interior deberán tener un agujero de hombre, excepto aquéllos cuya forma o uso hagan impráctico el uso de éste, deberán tener dos (2) agujeros de mano de 102 x 152 mm (4" x 6") cada uno, o dos (2) aberturas iguales con una equivalente.
- G.11.f.4** Cuando se permitan los agujeros de mano u otras boquillas como aberturas para inspección, en lugar de los agujeros de hombre, se deberá localizar un agujero de mano o una boquilla en cada cabeza del recipiente o en la envolvente del mismo cerca de cada cabeza.
- G.11.f.5** Se pueden usar aberturas con cabezas, o tapos de placa desmontables en lugar del registro de inspección neces-

- sario, previendo que por lo menos, sean del mismo tamaño que el registro de inspección.
- G.11.f.6** Puede usarse un registro sencillo con cabeza o cubierta de placa desmontable en lugar de todos los registros pequeños de inspección, previendo que éste es de tal tamaño y localización que permita por lo menos igual vista hacia el interior, que los registros pequeños.
- G.11.g** Cuando se necesiten registros para inspección o acceso, éstos deberán cumplir cuando menos con los siguientes requisitos:
- G.11.g.1** El registro de hombre de forma elíptica o alargada deberá ser como mínimo de 280 x 380 mm (11" x 15") o de 254 x 406 mm (10" x 16"); y los registros de hombre circulares deberán ser como mínimo de 380 mm (15") de diámetro interior. En el caso de recipientes en donde se manejen productos inflamables o tóxicos, las dimensiones mínimas de los registros serán: Forma elíptica o alargada de 457 x 560 mm (18" x 22"); de forma circular, de 457 mm (18") de diámetro interior, para permitir el paso del personal protegido con su equipo de seguridad.
- G.11.g.2** El registro de mano, deberá ser como mínimo de 51 x 76 mm (2" x 3") pero deberá ser tan grande como lo permita el tamaño del recipiente y la localización de éste en el mismo.
- G.11.h** Todas las aberturas para los registros de inspección y acceso en una envolvente o cabeza sin reforzar, deberán diseñarse de acuerdo con las reglas para aberturas de esta norma.
- G.11.i** Cuando se use una abertura roscada con fines de inspección o limpieza, el tapón de cierre deberá ser de material apropiado para la presión, y ningún material deberá usarse a una temperatura mayor que la máxima permitida para ese material. La rosca deberá ser la estándar para tubería.
- G.11.j** Los registros de hombre del tipo en el que la presión interna fuerza la tapa contra un empaque plano, deberán tener un empaque con un ancho mínimo en la superficie de apoyo, de 17.5 mm ( $1\frac{1}{16}$ ").

## G.12 Aberturas grandes en envolventes cilíndricas

G.12.a Las reglas para el refuerzo de aberturas, dadas en las fracciones G.01 a G.09, deben aplicarse principalmente a las aberturas que no excedan de los siguientes límites:

Diámetro del recipiente (D)	Diámetro máximo de la abertura
$D \leq 1.02 \text{ m (40")}$	$\frac{1}{2}$ del diámetro del recipiente
$1.02 \text{ m (40")} < D \leq 1.52 \text{ m (60")}$	0.508 m (20")
$1.52 \text{ m (60")} < D \leq 3.05 \text{ m (120")}$	$\frac{1}{3}$ del diámetro del recipiente
$D > 3.05 \text{ m (120")}$	1.02 m (40")

A las aberturas mayores se les deberá dar una atención especial, y podrán reforzarse de forma que cumplan como mínimo los requisitos de esta norma. Se recomienda que el refuerzo se distribuya cerca de la junta. Se sugiere que dos terceras partes del refuerzo queden a una distancia igual, a un cuarto del diámetro de abertura terminada, sin tolerancia por corrosión alrededor de la abertura terminada, además de que se dé especial atención a los detalles de fabricación usados y a la inspección empleada en las aberturas críticas; el refuerzo, a menudo, se obtiene usando una placa de envolvente más gruesa para la sección del recipiente correspondiente a la abertura o por la inserción local de una placa más gruesa alrededor de la abertura. Las soldaduras deberán esmerilarse, para dar un contorno cóncavo y las esquinas interiores de la abertura se deberán redondear con un radio lo suficientemente grande para reducir las concentraciones de esfuerzo; cuando no sea práctica la inspección radiográfica de las soldaduras, se podrá emplear la inspección con líquido penetrante para materiales no magnéticos y cualquiera de las dos, inspección por líquido penetrante, o por partícula magnética, para materiales ferromagnéticos. Si se emplea la inspección con partícula magnética, se preferirá el método de maneral con aguja (pred).

El grado en que dichas medidas deberán emplearse dependerá de la aplicación particular y la severidad del

servicio previsto. Se recomiendan pruebas de comparación en casos extremos, tales como aberturas que se acercan al diámetro del recipiente, aberturas de forma poco común, etc.

## H CONEXIONES BRIDADAS Y ATORNILLADAS

### H.01 Generalidades

#### H.01.a

Las reglas de esta cláusula, se aplican específicamente al diseño de conexiones bridadas y atornilladas para recipientes a presión y se usarán en conjunto con los requisitos aplicables de esta norma.

Estas reglas no deben utilizarse para la determinación del espesor de los espejos integrales fabricados con placa, soportados o sin soportar, con una brida para atornillarse como los ilustrados en las figuras K.02.f.2 (h) a K.02.f.3 (1), o en la figura K.02.f.3 (c).

Estas reglas se dan únicamente para cargas hidrostáticas en el extremo de la brida, y cargas de asentamiento del empaque. Véase el párrafo H.02.g para bridas con empaques tipo anillo sujetas a presión externa. Deberá darse una mayor tolerancia si las conexiones están sujetas a cargas externas, diferentes de la presión externa.

#### H.01.b

El diseño de una brida involucra la selección del empaque (material, tipo y dimensiones), cara de la brida, tornillería, proporciones del mamelón o cubo, ancho y espesor de la brida. (Véase párrafo H.02.a.2.a). Las dimensiones de la brida deberán ser tales que los esfuerzos en la misma, calculados de acuerdo con el párrafo H.02.c y H.03.c, no deberán exceder los esfuerzos permisibles especificados en los párrafos H.02.d para bridas con empaque tipo anillo, o, H.03.c.3, para bridas de cara plana con contacto metal a metal, fuera de la circunferencia de agujeros.

Todos los cálculos deberán efectuarse con dimensiones, sin incluir la tolerancia por corrosión.

#### H.01.c

Se recomienda que las conexiones bridadas y atornilladas que cumplan las normas o estándares listados en la fracción G.09, se utilicen para conexiones con tubería exterior; estas normas o estándares pueden usarse para otras conexiones bridadas y atornilladas dentro de los límites de tamaño establecidos en dichas publicacio-

nes y los límites de presión-temperatura permitidos en la fracción. G.09.

Los límites de estas normas se basan en las dimensiones del mamelón o cubo dadas, o en el espesor mínimo especificado de los accesorios bridados de construcción integral. Las bridas fabricadas de anillos, pueden usarse en lugar de las bridas de mamelón de dichas normas, siempre y cuando su resistencia, calculada por las reglas de esta cláusula, no sea menor que la calculada para el tamaño correspondiente de la brida con mamelón.

H.01.d A excepción de lo previsto en el inciso H.01.c, las conexiones bridadas y atornilladas para recipientes a presión deberán satisfacer los requisitos de esta cláusula.

H.01.e Las reglas de esta cláusula, no deberán interpretarse como prohibitivas para el uso de otros tipos de conexiones bridadas, siempre y cuando éstas, se diseñen de acuerdo con una buena ingeniería práctica y el método de diseño sea aceptable para Petróleos Mexicanos. Algunos ejemplos de conexiones bridadas que pueden caer dentro de esta categoría, son los siguientes:

H.01.e.1 Cubiertas bridadas mostradas en la Fig. F.21.


H.01.e.2 Bridas atornilladas que usan empaques de cara completa.

H.01.e.3 Bridas que utilizan medios diferentes a la tornillería para mantener unido el ensamble de bridas, cuando se aplica presión, y otras cargas.

H.01.f Materiales.

H.01.f.1 Los materiales empleados en la construcción de conexiones bridadas y atornilladas deberán cumplir los requisitos de la cláusula E.

H.01.f.2 Las bridas fabricadas con acero ferrítico y diseñadas de acuerdo con este párrafo, deberán llevar un tratamiento térmico de normalizado o de recocido total, cuando el espesor de la sección de la brida sea mayor de 76.2 mm (3").

H.01.f.3 El material sobre el que se va a soldar deberá ser de calidad soldable. Se deberá comprobar que la calificación del procedimiento de soldadura este de acuerdo con la Sección  del Código ASME. No se deberá soldar en aceros que tengan un contenido

de carbono mayor del 0.35%. Todas las soldaduras en conexiones bridadas deberán cumplir los requisitos de tratamiento térmico después de la soldadura dados en esta norma.

H.01.f.4 Los tornillos, espárragos, tuercas y arandelas o soldanas, deberán cumplir los requisitos de esta norma. Se recomienda que los tornillos y espárragos sean como mínimo, de un diámetro nominal de 12.7 mm ( $1/2''$ ); si se emplean tornillos o espárragos de un diámetro menor, éstos deberán ser de acero de aleación. Deberá tenerse cuidado de no sobre-esforzar los tornillos de diámetro pequeño.

H.01.g Terminología.— Los términos usados en las fórmulas para el diseño de bridas, se describen a continuación: (véanse también las figuras H.01.h y H.03.a).

$A$  = Diámetro exterior de la brida, o cuando los agujeros para tornillos son alargados y se extienden hasta el exterior de la brida, será el diámetro del fondo de las ranuras. (pulgadas).

$A_c$  = Área transversal de los tornillos, sobre el diámetro en la raíz de la rosca, o diámetro menor de la parte sin roscar. (pulg<sup>2</sup>).


$A_m$  = Área transversal total requerida de los tornillos, tomada como la mayor de los valores de  $A_{m1}$  o  $A_{m2}$  (pulg<sup>2</sup>).

$A_{m1}$  = Área transversal total de los tornillos en la raíz de la rosca o sección de menor diámetro bajo esfuerzo, requerida para las condiciones de operación. (pulg<sup>2</sup>) =  $Wm_L/S_b$ .

$A_{m2}$  = Área transversal total de los tornillos, en la raíz de la rosca, o sección de menor diámetro bajo esfuerzo, requerida para asentamiento del empaque. (pulg<sup>2</sup>) =  $Wm_2/S_a$ .

$a$  = Factor de forma, para bridas de contacto metal a metal de cara completa =  $(A + C) / 2B$ .

$B$  = Diámetro interior de la brida, (pulg), cuando  $B$  es menor de 20 g<sub>1</sub>, es opcional para el diseñador substituir  $B_1$  por  $B$  en la fórmula para el esfuerzo longitudinal  $S_H$ .

$B_1$  =  $B + g_1$ , para bridas sueltas (loose-type) con mamelón y también para bridas integrales cuando "C" es menor de 1 .

$B_1 = B + g_0$ , para bridas integrales cuando "f" es igual o mayor que 1.

$b =$  Ancho efectivo de asiento del empaque o de la superficie de asiento de la junta de contacto. (Ver párrafo H.02.a.2.a) (pulg).

$b_0 =$  Ancho básico de asiento del empaque, (pulg) de la tabla H.02.a.2.

$C =$  Diámetro de la circunferencia de agujeros para tornillos. (pulg).

$c =$  Dimensión básica usada en el dimensionamiento mínimo de soldaduras (pulg), igual a " $t_n$ ", o " $t_r$ ", la que sea menor.

$D =$  Diámetro del agujero para el tornillo. (pulg).

$d =$  Factor: Para bridas sueltas (loose-type):

$$d = \frac{U}{V_L} h_0 g_0^2$$

Para bridas integrales:

$$d = \frac{U}{V} h_0 g_0^2$$

$E =$  Módulo de elasticidad del material de la brida, corregido para la temperatura de operación. (Ver figura H.01.g).

$e =$  Factor: Para bridas sueltas (loose-type).

$$e = F_L/h_0.$$

Para bridas integrales

$$e = F/h_0.$$

$F =$  Factor para bridas integrales (De la figura H.02.c.2).

$F_L =$  Factor: Para bridas sueltas (loose-type), (de la figura H.02.c.4).

$f =$  Factor de corrección del esfuerzo en el mamelón para bridas integrales de la figura H.02.c.6. (cuando es mayor que 1, ésta es la relación del esfuerzo en el extremo pequeño del mamelón o cubo, al esfuerzo en el extremo grande).

(Para valores abajo del límite de la figura, usar  $f = 1$ ).

$G =$  Diámetro en el punto de localización de la reacción de la carga del empaque.

Excepto como se indica en el esquema 1 de la figura H.01.h,  $G$  se define como sigue

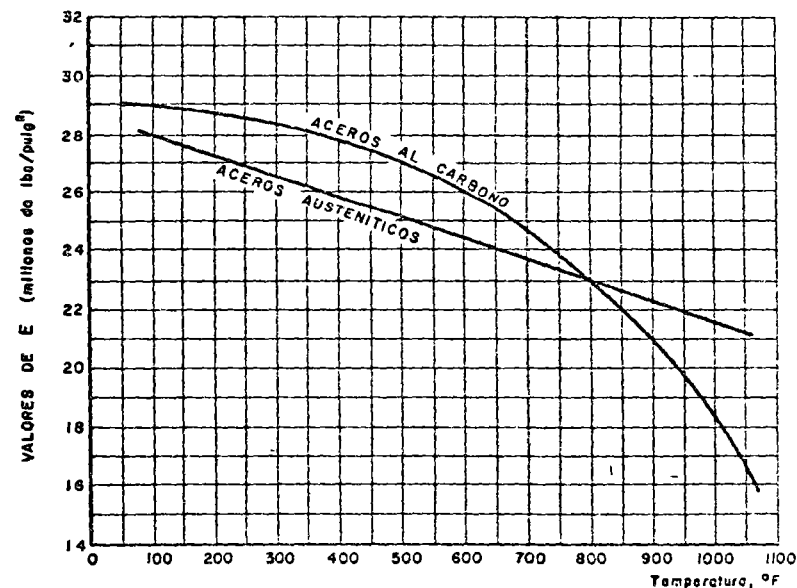


FIG.H.01.g. VALORES DE DISEÑO  
MODULOS DE ELASTICIDAD

para bridas de la fracción H.02. (Ver tabla H.02.a.2):

Cuando  $b_o \leq 6.3 \text{ mm } (1/4'')$ ,

$G$  = diámetro medio de la cara de contacto del empaque (pulgadas).

Cuando  $b_o > 6.3 \text{ mm } (1/4'')$ ,

$G$  = diámetro exterior de la cara de contacto del empaque menos  $2b$ , (pulg), = diámetro medio del empaque (pulg), para bridas de la fracción H.03.

$g_o$  = Espesor del mamelón o cubo, en el extremo pequeño. (pulg).

$g_i$  = Espesor del mamelón o cubo, en el respaldo de la brida. (pulg).

$H$  = Fuerza hidrostática total en el extremo. (lb).  
=  $0.785 G^2 P$ .

$H_c$  = Fuerza de contacto entre bridas apareadas. (libras).

$H_D$  = Fuerza hidrostática en el extremo, sobre el área interior de la brida (libras), =  $0.785 B^2 P$ .

$H_o$  = Para bridas únicamente de la fracción H.02, la carga de empaque (diferencia entre la carga de diseño de tornillos de la brida y la fuerza hidrostática total en el extremo), (libras), =  $W - H$ .


$H_o$  = Para bridas únicamente de la fracción H.03, carga del empaque debida a la presión de asiento más de la fuerza axial generada por el sello mismo del empaque. (libras).

$H_p$  = Carga total de compresión en la superficie de la junta de contacto (libras).  
=  $2b \times 3 H \text{ mCP}$ .

$H_T$  = Diferencia entre la fuerza hidrostática total en el extremo y la fuerza hidrostática en el extremo sobre el área interior de la brida (libras), =  $H - H_D$ .

$h$  = Longitud del mamelón (pulgadas).

$h_e$  = Distancia radial desde la circunferencia de agujeros al espaciador de la brida o circunferencia de apoyo brida-brida, donde la perpendicular de la brida se calcula que sea cero (pulgadas).

$h_o$  m.  Distancia radial de la circunferencia de ag-

jeros a la orilla exterior del espaciador o la brida, la que sea menor, (pulgadas).

$h_D$  = Distancia radial desde la circunferencia de agujeros a la circunferencia donde actúa  $H_D$ , como se indica en la tabla H.02.b (pulgadas).

$h_o$  = Distancia radial desde la reacción a la carga del empaque, a la circunferencia de agujeros.  
=  $(G - G)/2$  (pulgadas).

$h_r$  = Factor =  $\sqrt{B g_o}$  (pulgadas).

$h_T$  = Distancia radial desde la circunferencia de agujeros a la circunferencia donde actúa  $H_T$ , como se indica en la tabla H.02.b, (pulgadas).

$j$  = Factor de relación para bridas con mamelón  
=  $0.550 (g_o/t) \sqrt{B_1/g_o}$

$K$  = Relación entre el diámetro exterior e interior de la brida, =  $A/B$ .

$k$  = Factor de relación para bridas con mamelón,  
=  $2(Z + 0.3)/(B_1/g_o)$

$L$  = Factor =  $(t_e + 1)/T + (t^3/d)$

$l$  = Longitud calculada de la deformación del tornillo,  $2t + t_e + 1/2$  del diámetro nominal del tornillo, para cada extremo roscado.

$M_D$  = Componente del momento debido a  $H_D$ .  
=  $H_D \cdot h_D$ . (pulg-lb).

$M_o$  = Componente del momento debido a  $H_o$ .  
=  $H_o \cdot h_o$ . (pulg-lb).

$M_H$  = Momento que actúa sobre el extremo del mamelón, tubo o envolvente, en la junta con la cara posterior del anillo de la brida, (pulg-lb).

$M_o$  = Momento total actuando sobre la brida, para las condiciones de operación o asentamiento del empaque, cuando se aplique, (pulg-lb). (ver fracción H.02.b).

La notación anterior se aplica únicamente para bridas de la fracción H.02.

$M_p$  = Momento debido a  $H_D$ ,  $H_T$  y  $H_o$ , para bridas de la fracción H.03, (pulg-lb).  
=  $H_D h_D + H_T h_T + H_o h_o$ .

$M_i$  = Momento total en el anillo de la brida debido a la continuidad con el mamelón, tubo o envolvente, =  $M_H + Q \cdot t/2$  (pulg-lb).

- $M_T$  = Componente del momento debido a  $H_T$ ,  
 $= H_T \cdot h_T$  (pulg-lb).
- $m$  = Factor de empaque, obtenido de la tabla H.02.a.1, (ver párrafo H.02.a.2.a).
- $N$  = Ancho usado para determinar el ancho básico de asentamiento del empaque  $b_c$ , basado en el posible ancho de contacto del empaque (pulgadas), (ver tabla H.02.a.2).
- $n$  = Número de tornillos.
- $P$  = Presión de diseño (lb/pulg<sup>2</sup>). Para bridas sujetas a presión externa. Véase inciso H.02.g, para bridas con empaque tipo anillo de la fracción H.02, y el inciso B.01.i para bridas de cara plana con contacto metal a metal de la fracción H.03.
- $Q$  = Fuerza de corte entre el anillo de la brida y el extremo del mamelón, tubo, o envolvente; siendo positiva como se indica en el grabado (6) de la figura H.03.a (libras).
- $R$  = Distancia radial desde la circunferencia de agujeros al punto de intersección entre el mamelón y el respaldo de la brida, (pulgadas), (para bridas integrales y de mamelón).  
 $= [(C - B)/2] - g_1$ .
- $r_B$  = Factor de flexibilidad del agujero para el tornillo, (ver figura H.03.c.3).
- $r_E$  = Factor de elasticidad = módulo de elasticidad del material de la brida dividido entre el módulo de elasticidad del material de tornillería, corregido para la temperatura de operación, (ver figura H.01.g).
- $r_s$  = Factor del esfuerzo inicial del tornillo  
 $= 1 - (S_1/S_b)$ .
- $S_a$  = Esfuerzo permisible de los tornillos a temperatura ambiente, (lb/pulg<sup>2</sup>).
- $S_b$  = Esfuerzo permisible de los tornillos a la temperatura de diseño, (lb/pulg<sup>2</sup>).
- $S_t$  = Esfuerzo permisible de diseño para el material de la brida a la temperatura de diseño (condición de operación), o temperatura ambiente (asentamiento del empaque), cuando se aplique, (lb/pulg<sup>2</sup>).

- rial del cuello de la boquilla, recipiente o pared del tubo, a la temperatura de diseño (condición de operación) o temperatura ambiente, (asentamiento del empaque), cuando se aplique. (lb/pulg<sup>2</sup>).
- $S_H$  = Esfuerzo longitudinal calculado en el mamelón (lb/pulg<sup>2</sup>).
- $S_1$  = Esfuerzo del tornillo, (siempre menor que  $S_b$ ), (lb/pulg<sup>2</sup>).
- $S_H$  = Esfuerzo longitudinal calculado en el mamelón, (lb/pulg<sup>2</sup>).
- $S_R$  = Esfuerzo radial calculado en la brida, (lb/pulg<sup>2</sup>).
- $T$  = Factor que involucra "K", (de la figura H.02.c.1).
- $t$  = Espesor de la brida, (pulgadas).
- $t_n$  = Espesor nominal de la envolvente o pared de la boquilla al cual se ha unido la brida o traslape, menos la tolerancia para corrosión, (pulgadas).
- $t_s$  = Espesor del espaciador, (pulgadas).
- $t_r$  = Dos veces el espesor  $g_o$  cuando en el diseño se calcula como brida integral, (pulgadas), o dos veces el espesor de la envolvente o pared de la boquilla necesaria para la presión interna, cuando en el diseño se calcula como brida suelta (loose type), pero no menor de 6.35 mm (1/4") (pulgada).
- $U$  = Factor que involucra K, (de la figura H.02.c.1).
- $V$  = Factor para brida tipo integral, (de la figura H.02.c.3).
- $V_L$  = Factor para bridas sueltas (loose type), (de la figura H.02.c.5).
- $W$  = Carga de diseño de los tornillos en la brida, para las condiciones de operación o asentamiento del empaque, cuando aplique, (libras). (Ver párrafo H.02.a.4 para bridas de la fracción H.02 y párrafo H.03.a para bridas de la fracción H.03).
- $W_{m1}$  = Carga mínima de los tornillos, necesaria para las condiciones de operación (libras). (Ver párrafo H.02 a 2). Para bridas compañeras utilizadas para incluir espejos para tubos, cabe-

zas flotantes, tubos U, cambiadores de calor, u otro diseño similar,  $W_{m1}$  debe ser el mayor de los valores calculados individualmente para cada brida, y ese valor utilizarse para ambas bridas.

$W_{m2}$  = Carga mínima necesaria de los tornillos para asentamiento del empaque.

(Ver inciso H.02.a.2), (libras).

$w$  = Ancho, en pulgadas, usado para determinar el ancho básico de asentamiento del empaque  $b_0$ , basado en el ancho de contacto entre la cara de la brida y el empaque. (Ver tabla H.02.a.2).

$Y$  = Factor que involucra "K".  
(de la figura H.02.c.1).

$y$  = Carga unitaria de asentamiento del empaque o de la superficie de contacto de la junta, (lb/pulg<sup>2</sup>). (Ver nota 1 del inciso H.02.a.2).

$Z$  = Factor que involucra "K".  
(de la figura H.02.c.1).

$z$  = Separación axial de bridas compañeras idénticas, en el diámetro interior, (pulgadas).

$\theta_A$  = Pendiente de la cara de la brida en el diámetro exterior, radianes.

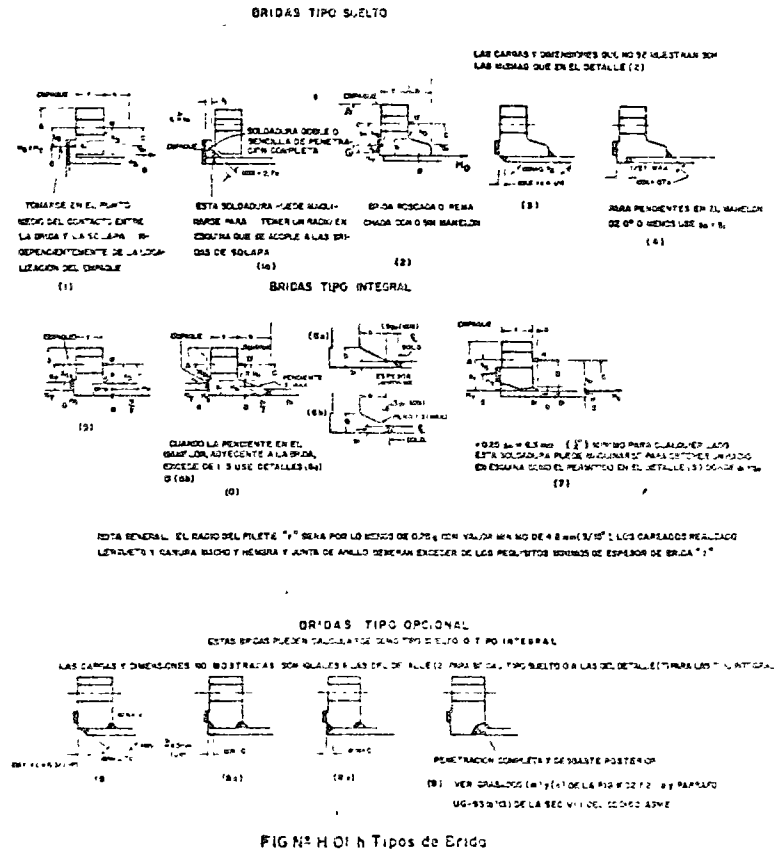
$\theta_B$  = Pendiente de la cara de la brida en el diámetro interior, radianes.

$\beta$  = Factor de forma para bridas de cara completa, con contacto metal a metal  $(C + B_1)/2B_1$ .

**H.01.h Tipos de Bridas Circulares.**

**H.01.h.1** Para propósitos de cálculo, se consideran tres tipos:

**H.01.h.1.a** Bridas tipo suelto (loose type). Este tipo, cubre diseños en los que la brida no tiene conexión directa con el cuello de la boquilla, recipiente, o pared del tubo, y en diseños donde el método de fijación no se considera que da la misma resistencia mecánica que el de fijación integral. Ver los grabados (1), (1a), (2), (3) y (4) de la Figura H.01.h donde se muestran algunas bridas típicas del tipo suelto, (loose type), así como la localización de sus cargas y momentos. Las soldaduras y otros detalles de construcción, deberán satisfacer los requisitos dimensionales de los grabados (1), (1a), (2), (3) y (4) de la Fig. H.01.h.



NOTA GENERAL: EL RADIO DEL FILETE "r" SERA POR LO MENOS DE 0.75 y SU VALOR MAXIMO DE 4.8 mm (3/16"). LOS CARBAJOS REALIZADOS LLENARÁN Y CUBRIRAN BUECO Y HENDIDO Y JUNTA DE ANILLO DEBERAN EXCEDER DE LOS REQUISITOS MINIMOS DE ESPESOR DE BRIDA "t"



**H.01.h.1.b** Bridas tipo Integral. Este tipo, cubre diseños donde las bridas se funden o forjan integralmente con el cuello de la boquilla, recipiente, o pared del tubo, uniéndose a ellos con soldadura a tope, o fijadas con otras formas de soldadura con arco eléctrico o con gas, de tal manera que la brida y el cuello de la boquilla, recipiente o pared de tubo, se consideran equivalentes a una estructura integral. En la construcción soldada se considera que el cuello de boquilla, recipiente, o pared del tubo, actúa como mamelón. Ver los grabados (5), (6), (6a), (6b) y (7) de la Figura H.01.h donde se muestran algunas bridas típicas del tipo integral, así como la localización de sus cargas y momentos. La soldadura y otros detalles de construcción deberán satisfacer los requisitos dimensionales de los grabados (5), (6), (6a), (6b) y (7) de la figura H.01.h.

**H.01.h.1.c** Bridas tipo Opcional. Este tipo, cubre diseños donde la fijación de la brida al cuello de la boquilla, recipiente o pared del tubo, es tal, que el conjunto se considera que actúa como una unidad, la cual deberá calcularse como una brida integral, excepto que, para facilidad del diseñador se puede calcular como si la construcción fuera del tipo suelto (loose type), teniendo cuidado de no exceder ninguna de los siguientes valores:

$$g_o = 15.9 \text{ mm } (\frac{5}{8}"); B/g_o = 300$$

$$P = 21.1 \text{ Kg/cm}^2 \text{ (300 lb/pulg}^2\text{)} \text{ y Temp. de operación} \\ = 371^\circ\text{C (700}^\circ\text{F)}$$

Ver grabados (8), (8a), (8b) y (9) de la figura H.01.h, donde se muestran algunas bridas típicas del tipo opcional.

Las soldaduras y otros detalles de construcción, deberán satisfacer los requisitos dimensionales de los grabados (8), (8a), (8b) y (9) de la figura H.01.h.

## H.02 *Bridas con empaque tipo anillo*

Las reglas de esta fracción, se aplican específicamente a bridas cuyos empaques están totalmente dentro de la circunferencia de los agujeros para tornillos, y sin contacto alguno fuera de esta circunferencia. Los métodos para diseño de bridas, descritos en las fracciones H.01.h a la H.02.d, se aplican a bridas circulares bajo presión interna. Las modificaciones a estos métodos para el dise-

ño de bridas partidas y bridas no circulares se describen en las fracciones H.02.e y H.02.f.

**H.02.a** Cargas de Tornillos.

**H.02.a.1** Cálculos. En el diseño de una conexión bridada y atornillada, se harán cálculos completos para dos juegos independientes y por separado de condiciones, las cuales se definen a continuación:

**H.02.a.1.a** Condiciones de Operación. Son las condiciones necesarias para soportar al fuerza hidrostática en el extremo, debido a la presión de diseño que tiende a abrir la junta, y para mantener sobre el empaque o sobre la superficie de contacto de la junta, suficiente compresión para asegurar una junta firme a la temperatura de diseño. La carga mínima es función de la presión de diseño, el material del empaque, y el empaque o área de contacto efectiva que deberá mantenerse firme bajo presión, de acuerdo con la fórmula (1) del párrafo H.02.a.2.a y determina uno de los dos requisitos para la cantidad de tornillería ( $A_{m1}$ ). Esta carga, también se usa para el diseño de la brida en la fórmula (3) del párrafo H.02.a.4.

**H.02.a.1.b** Condición de asentamiento del empaque. Son las condiciones existentes cuando se asienta el empaque, o las superficies de contacto de la junta, por medio de la aplicación de una carga inicial con los tornillos, cuando se ensambla la junta a la presión y temperatura ambiente. La carga mínima inicial considerada adecuada para el buen asentamiento del empaque, es función del material del empaque y el empaque o área de contacto efectiva que se asentará, de acuerdo con la fórmula (2) del párrafo H.02.a.2.b y determina el segundo de los requisitos para cantidad de tornillería ( $A_{m2}$ ). Para el diseño de la brida esta carga se modifica de acuerdo con la fórmula (4) del párrafo H.02.a.4, para tomar en cuenta las condiciones de operación cuando éstas gobiernan la cantidad de tornillería necesaria ( $A_m$ ), así como la cantidad de tornillería realmente suministrada ( $A_s$ ).

**H.02.a.2** Cargas necesarias de tornillos. Las cargas de los tornillos en las bridas usadas para el cálculo del área de los tornillos se determinan como sigue:

**H.02.a.2.a** La carga necesaria de los tornillos para las condiciones

de operación ( $W_{m1}$ ), deberá ser suficiente para soportar la carga hidrostática en el extremo (H), ejercida por la presión máxima permisible de operación sobre el área limitada por el diámetro de la reacción del empaque, y además para mantener sobre el empaque o superficie de contacto de la junta, una carga de compresión ( $H_p$ ), la cual se ha demostrado experimentalmente ser suficiente para asegurar una junta firme. (Esta carga de compresión se expresa como un múltiplo (m), de la presión interna). Su valor es una función del material del empaque y del tipo de construcción.

La carga necesaria de los tornillos para las condiciones de operación ( $W_{m1}$ ), se determina de acuerdo con la fórmula (1).

$$W_{m1} = H + H_p = 0.785 G^2 P + (2b \times 3.14 m \cdot G \cdot P) \quad (1)$$

Para bridas compañeras que involucran espejos para tubos, para una cabeza flotante, para tubo tipo U de cambiadores de calor, o para cualquier otro diseño similar y donde las bridas y/o los empaques no sean idénticos,  $W_{m2}$  debe ser el mayor de los valores obtenidos por la fórmula (2), calculados para cada brida y empaque; ese valor debe usarse para ambas bridas.

En las tablas H.02.a.1 y H.02.a.2, se da una lista de los materiales de empaque y caras de contacto más usuales, con sus valores y, m y b que se han probado satisfactoriamente en servicio. Los valores demasiado bajos pueden ocasionar fugas en la junta, sin afectar la seguridad del diseño. La primera prueba de que dichos valores son apropiados, es la prueba hidrostática.

H.02.a.2.b Para obtener una junta firme, es necesario asentar el empaque o superficies de contacto de la junta, aplicando una carga mínima inicial, (a la temperatura ambiente, sin la presencia de presión interna). Dicha fuerza estará en función del material del empaque y del área efectiva de asentamiento. La carga mínima inicial de tornillos necesaria para este propósito ( $W_{m2}$ ), se determina por medio de la fórmula (2):

$$W_{m2} = 3.14b \cdot G \cdot y \quad (2)$$

La necesidad de suministrar la carga de tornillos, suficiente para asentar el empaque o superficies de contacto de la junta, de acuerdo con la fórmula (2), se usará en muchos diseños de baja presión y con caras y mate-

TABLA H.02.a.1

MATERIALES DE EMPAQUE Y CARAS DE CONTACTO

Referencia a la Tabla H.02.a.2

Material del empaque	Factor de empaque m	Esfuerzo máximo de diseño para usar elemento y	Esquemas y notas	Use esquema de careado	Use columna		
Empaques de Tipos autosegmentados Anillos "a" Metálicos Elastomeros y otros Tipos considerados como autosegmentados	0	0	-	-	-		
Distintivos de inserción en fábrica a una alta porcentaje de poros de asbesto Menos de 75 Dureza Shore 75 y mas de Dureza Shore	0.50 1.00	0 200		I (a, b, c, d) 4, 5			
Asbesto con aglutinante propio para las condiciones de operación	ESPESESORES 1/8" 3.2mm 1/4" 6.4mm 3/8" 9.6mm	2.00 2.75 3.00	1600 3700 6500				
Distintivos con inserción en fábrica de algodón	1.25	400					
Distintivos con inserción en fábrica de asbesto, con o sin refuerzo de alambre	3-capas	2.25	2200				
	2-capas	2.50	2900				
	1-capa	2.75	3700				
FIBRA VEGETAL		1.75	1100				
Metal enrollado en espiral relleno de asbesto	el Carbono Inoxidable o Metal	2.50 3.00	2900 4500				I (a, b)
Metal corrugado relleno de asbesto o metal corrugado, en chapa, relleno de asbesto	Aluminio Suave Cobre suave o latón Hierro o acero suave Metal a 4-6% Cromo Aceros inoxidables	2.50 2.75 3.00 3.25 3.50	2900 3700 4500 5500 6500				
Metal corrugado	Aluminio Suave Cobre suave o latón Hierro o acero suave Metal a 4-6% Cromo Aceros inoxidables	2.75 3.00 3.25 3.50 3.75	3700 4500 5500 6500 7500				I (a, b, c, d)
Metal plano, en chapa, relleno de asbesto	Aluminio Suave Cobre suave o latón Hierro o acero suave Metal a 4-6% Cromo Aceros inoxidables	3.25 3.50 3.75 4.00 4.25	5500 6500 7500 8000 9000		Ic, Ib, Ia, Id, c, d		
Metal abastado	Aluminio Suave Cobre suave o latón Hierro o acero suave Metal a 4-6% Cromo Aceros inoxidables	3.25 3.50 3.75 4.00 4.25	5500 6500 7500 8000 10000		I (a, b, c, d) 2, 3		
Metal plano pulido	Aluminio Suave Cobre suave o latón Hierro o acero suave Metal a 4-6% Cromo Aceros inoxidables	4.00 4.25 4.50 4.75 5.00	6500 7500 8000 9000 10000		I (a, b, c, d) 2, 3, 5		
Junta de anillo	Hierro o acero suave Metal a 4-6% Cromo Aceros inoxidables	5.00 6.00 6.50	10000 20000 25000		6		

a. La superficie de un empaque que tenga un frizado no deberá usarse contra el resaca.

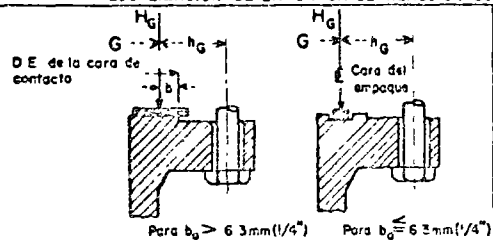
TABLA H02.a.2 ANCHO EFECTIVO DE EMPAQUE

ESQUEMA DE CAREADO Exagerado	ANCHO BASICO DE ASIEN TO DEL EMPAQUE, "b"	
	COLUMNA I	COLUMNA II
1a	$\frac{N}{2}$	$\frac{N}{2}$
1b <sup>a</sup>		
1c	$\frac{w+T}{2}; \left(\frac{w+N}{4} \text{ máx}\right)$	$\frac{w+T}{2}; \left(\frac{w+N}{4} \text{ máx}\right)$
1d <sup>a</sup>		
2	$\frac{w+N}{4}$	$\frac{w+3N}{8}$
3	$\frac{N}{4}$	$\frac{3N}{8}$
4	$\frac{3N}{8}$	$\frac{7N}{16}$
5 <sup>a</sup>	$\frac{N}{4}$	$\frac{3N}{8}$
6	$\frac{w}{8}$	

ANCHO EFECTIVO DE ASENTAMIENTO DEL EMPAQUE, "b"

$b = b_{0.1}$  cuando  $b \leq 6.3 \text{ mm (1/4 pulg)}$   
 $b = \frac{\sqrt{b_0}}{2}$  cuando  $b > 6.3 \text{ mm (1/4 pulg)}$

LOCALIZACIÓN DE LA CARGA DE REACCIÓN DEL EMPAQUE



NOTA Los factores de empaque enlistados únicamente se aplican a juntas bridadas en las que el empaque está completamente dentro de las aristas interiores de los agujeros para tornillos

<sup>a</sup>Desde el ranurado no excede de 0.4 mm (1/64") de profundidad y 0.8 mm (1/32") de espaciamento a lo ancho, se usará los esquemas 1b y 1c

riales que requieran una alta carga de asentamiento, y donde la carga de tornillos, calculada por medio de la fórmula (1) para las condiciones de operación, sea insuficiente para asentar el empaque.

Consecuentemente, es necesario suministrar una carga de los tornillos suficiente para satisfacer ambos requisitos; cada uno investigado por separado.

Cuando sea necesario el empleo de la fórmula (2), las proporciones de la brida serán función de la tornillería en lugar de la presión interna.

H.02.a.2.c Las cargas de los tornillos para bridas que usen empaques del tipo auto-energizado, difieren de los tipos descritos anteriormente.

I La carga de los tornillos necesaria para las condiciones de operación ( $W_m$ ), será suficiente para soportar la carga hidrostática en el extremo (H), ejercida por la presión máxima permisible de operación, sobre el área limitada por el diámetro exterior del empaque. ( $H_p$ ) deberá considerarse igual a cero para todos los empaques del tipo auto-energizado, excepto ciertas configuraciones de sello que generan cargas axiales que deben considerarse.

II  $W_{m2} = 0$

Se considera que los empaques del tipo auto-energizado requieren una carga de los tornillos cuyo valor es prácticamente despreciable para producir un sello. Sin embargo, la tornillería debe apretarse previamente para suministrar una carga de tornillos, suficiente para soportar la carga hidrostática en el extremo (H).

H.02.a.3 Areas totales necesarias y reales de tornillería ( $A_{m1}$  y  $A_{m2}$ ). El área transversal total de los tornillos ( $A_m$ ), necesaria para el asentamiento del empaque y para las condiciones de operación, es la mayor de los valores correspondientes a ( $A_{m1}$  y  $A_{m2}$ ), donde:

$A_{m1} = W_{m1}/S_b$  y  $A_{m2} = W_{m2}/S_a$ .

Se deberá hacer una selección de los tornillos por usar para que el área transversal total real de los tornillos ( $A_b$ ) no sea menor que ( $A_m$ ).

H.02.a.4 Carga de tornillos para el diseño de bridas (W). La carga de los tornillos usada en el diseño de la brida será el valor obtenido de las fórmulas (3) y (4).

Para las condiciones de operación:  $W = W_{m1}$  (3).

Para asentamiento del empaque:

$$W = (A_m + A_b) \cdot S_a/2 \quad (4)$$

Además de los requisitos mínimos de seguridad, la fórmula (4) proporciona un margen contra el abuso de la brida por un mayor apriete de tornillos. Dado que el margen contra dicho abuso, se requiere principalmente para el apretado inicial de los tornillos, que se efectúa a temperatura ambiente, y antes de la aplicación de la presión interna, se necesita que el diseño de la brida satisfaga este requisito de carga únicamente bajo dichas condiciones.

Cuando se desee mayor seguridad contra el abuso, o cuando sea necesario que la brida soporte la carga total de tornillos disponibles ( $A_b \cdot S_a$ ), la brida puede diseñarse sobre la base de esta última cantidad.

H.02.b

Momentos en la Brida.

En el cálculo de los esfuerzos en las bridas, el momento de una carga que actúa sobre la brida es el producto de la carga por su brazo de momento. El brazo se determina por la posición relativa de la circunferencia de tornillos con respecto a la carga que produce el momento. (Ver figura H.01.h). No deberá considerarse reducción alguna en el brazo de momento, debido a la forma acoplada de las bridas ni a la variación interna de la línea de acción de los tornillos, que pudiera resultar.

Para las condiciones de operación, el momento total de la brida,  $M_o$ , es la suma de los tres momentos individuales " $M_D$ ", " $M_T$ " y " $M_G$ ", definidos en la fracción H.01.g y basados en la carga de tornillos para el diseño de bridas de la fórmula (3) con los brazos de momento dados en la tabla H.02.b.

Para asentamiento del empaque, el momento de la brida " $M_o$ ", está basado en la carga de los tornillos, para el diseño de la brida dado por la fórmula (4), la cual está soportada por la carga del empaque, en cuyo caso:

$$M_o = W(C-G)/2 \dots\dots\dots (5)$$

H.02.c

Cálculo de los Esfuerzos en la Brida.

Los esfuerzos en la brida deberán determinarse para las condiciones de operación, y asentamiento del empaque, de acuerdo con las siguientes fórmulas

TABLA H.02.b

Brazos de momento para cargas en las bridas, bajo condiciones de operación.

TIPO DE BRIDA	$h_p$	$h_r$	$h_o$
Bridas tipo integral (Ver grabados (5), (6), (6a), (6b), (7), (8), (8a), (8b) y (9) de la Fig. H.01.h).	$R + 0.5g_1$	$\frac{R + g_1 + h_o}{2}$	$\frac{C - G}{2}$
Bridas sueltas (loose type) (Ver grabados (3) y (4) de la figura H.01.h) y bridas del tipo opcional (Ver grabados (8), (8a), (8b) y (9) de la figura H.01.h), exceptando las bridas del tipo solapa (lap-joint). (Ver grabado (1) y (1a) de la figura H.01.h).	$\frac{C - B}{2}$	$\frac{h_p + h_o}{2}$	$\frac{C - G}{2}$
Bridas del tipo solapa (lap-joint). Ver grabado (1) de la figura H.01.h.	$\frac{C - G}{2}$	$\frac{C - G}{2}$	$\frac{C - G}{2}$

H.02.c.1 Para bridas tipo integral y todas las bridas de mamelón: Esfuerzo longitudinal en el mamelón.

$$S_H = \frac{f \cdot M_o}{g_1^2 \cdot L \cdot B} \dots \dots \dots (6)$$

Esfuerzo radial en la brida

$$S_R = \frac{(1.33 t e + 1) M_o}{L \cdot t^2 \cdot B} \dots \dots \dots (7)$$

Esfuerzo tangencial en la brida

$$S_T = \frac{Y \cdot M_o}{t^2 \cdot B} - (Z \cdot S_R) \dots \dots \dots (8)$$

H.02.c.2 Para bridas de anillo tipo suelto (loose type), (incluyendo las de tipo opcional calculadas como tipo sueltas) que tienen una sección transversal rectangular:

$$S_T = \frac{Y \cdot M_o}{t^2 \cdot B}, S_R = 0, S_H = 0 \dots \dots \dots (9)$$

H.02.d Esfuerzos Permisibles de Diseño en las Bridas.

H.02.d.1 Los esfuerzos en las bridas calculados de acuerdo con la fracción H.02.c no deberán exceder los siguientes valores:

H.02.d.1.a El esfuerzo longitudinal en el mamelón ( $S_H$ ), no deberá exceder de ( $S_t$ ) para hierro fundido, y de  $1.5 S_t$  para otros materiales, excepto como se permite en los siguientes párrafos:

I. El esfuerzo longitudinal en el mamelón ( $S_H$ ), no deberá exceder del menor de los valores de  $1.5 S_t$  o  $1.5 S_n$ , para bridas tipo opcional diseñadas como integrales (grabados (8), (8a), (8b), y (9) de la figura H.01.h), y también para bridas integrales (grabado (7) de la figura H.01.h), donde el material del cuello constituye el mamelón de la brida.

II. El esfuerzo longitudinal en el mamelón ( $S_H$ ), no deberá exceder del menor de los valores de  $1.5 S_t$  o  $2.5 S_n$ , para bridas integrales con el mamelón soldado al cuello, tubo, o pared del recipiente, (grabados (6), (6a) y (6b) de la figura H.01.h).

H.02.d.1.b El esfuerzo radial en la brida ( $S_R$ ), no deberá ser mayor que ( $S_r$ ).

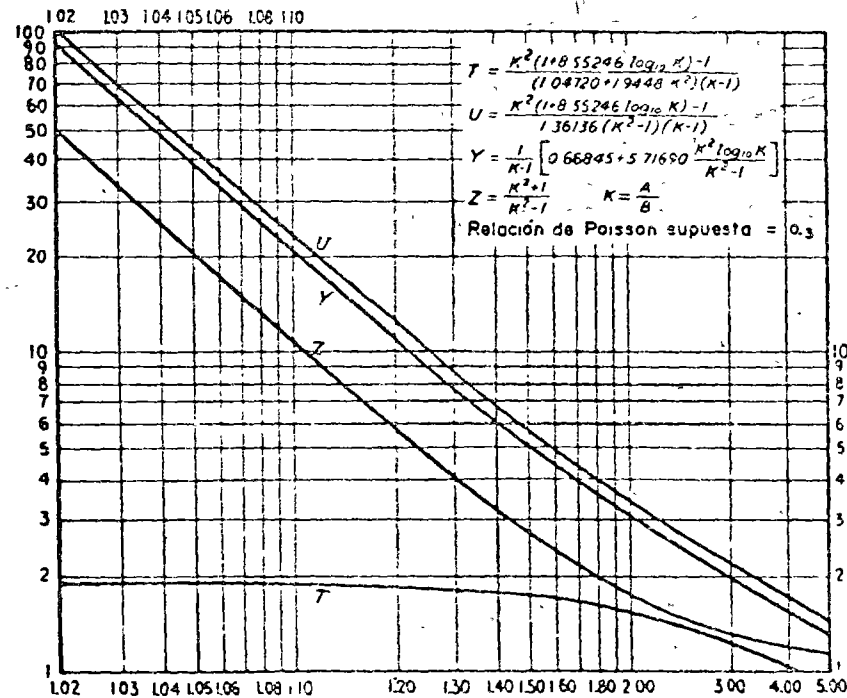


FIG.Nº H.02.c.1 VALORES DE T,U,Y, y Z (Términos que involucran a K) (K= A/B)

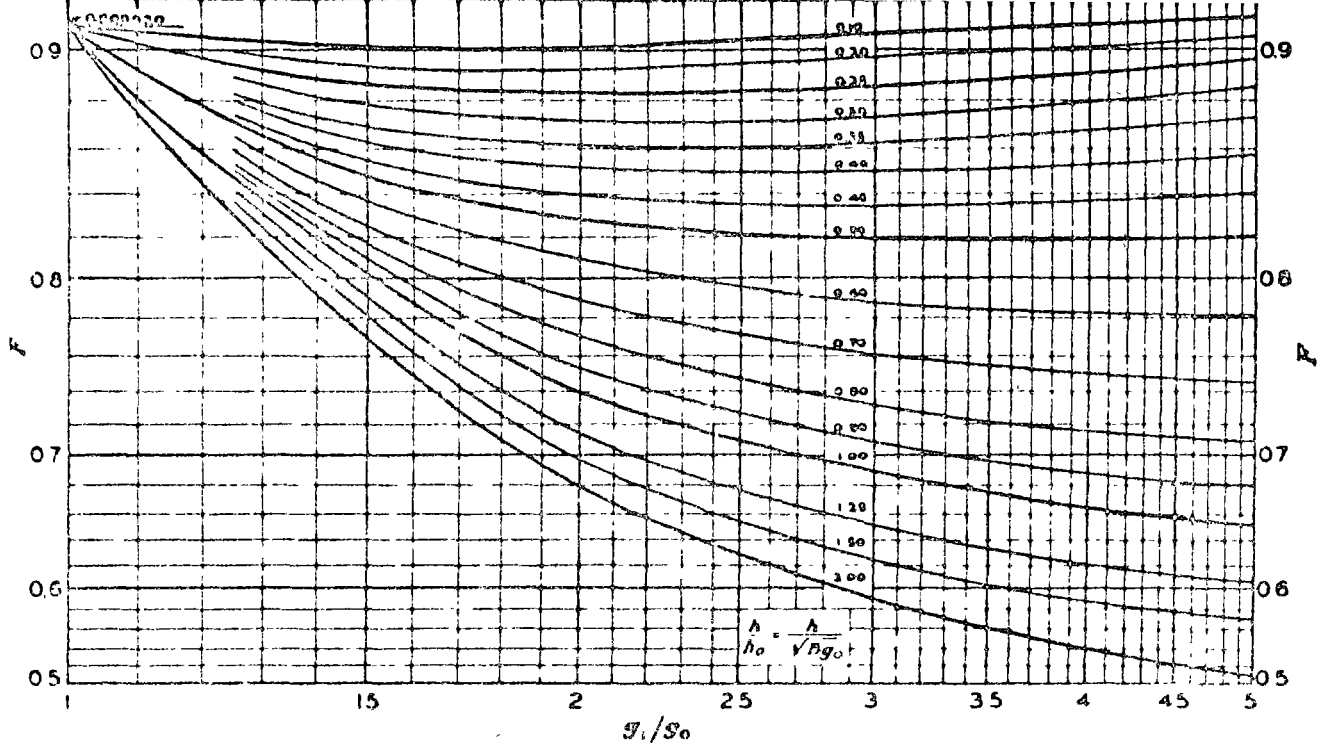


FIG. N° H.02.c.2 VALORES DE F (Factores para brida integral)

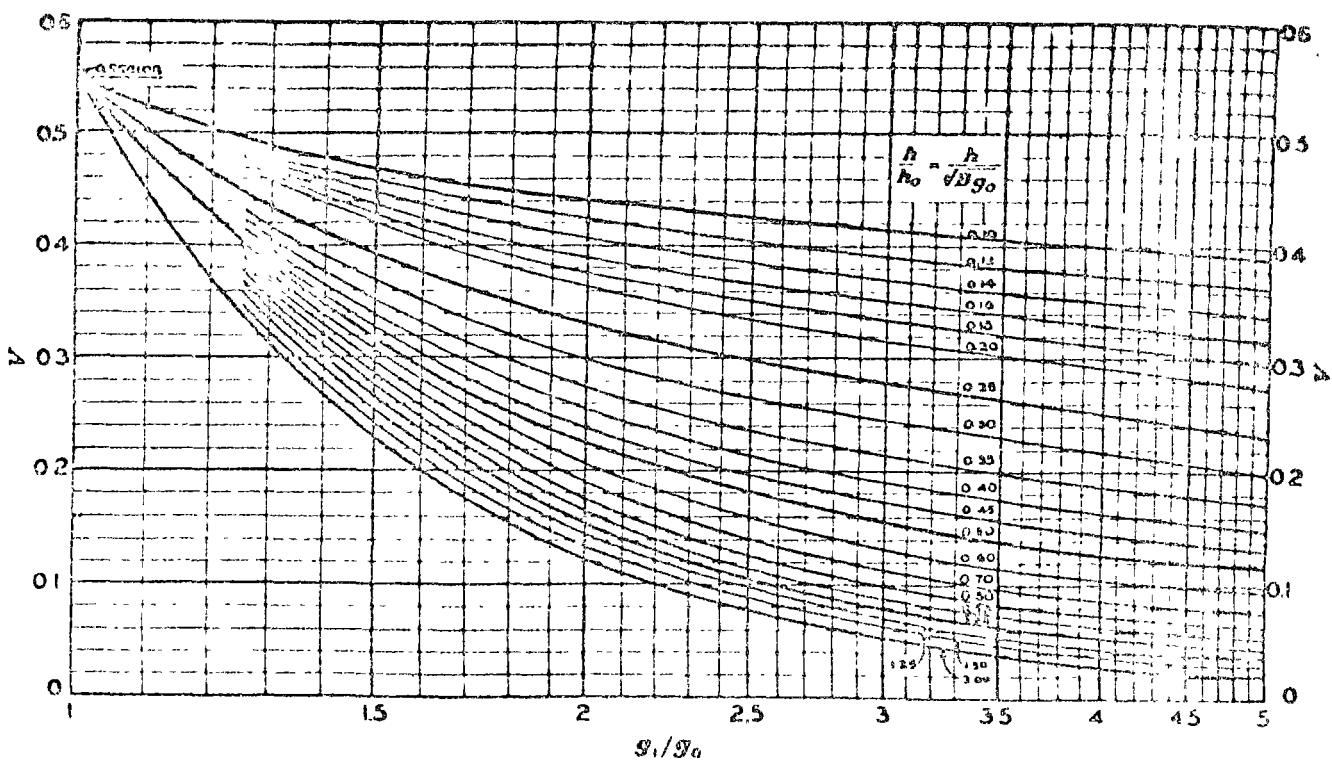


FIG. N° H.02.c.3 VALORES DE V (Factores para brida integral)

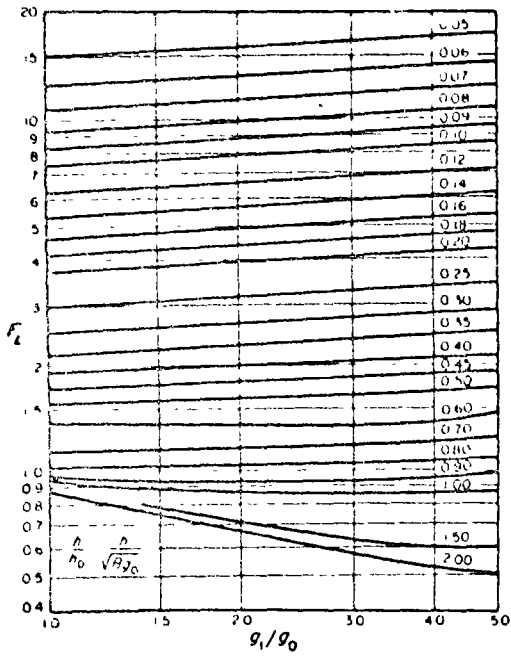


FIG.Nº.H.02.c.4 VALORES DE  $F_L$   
(Factores para oridas sueltas con mamelón)

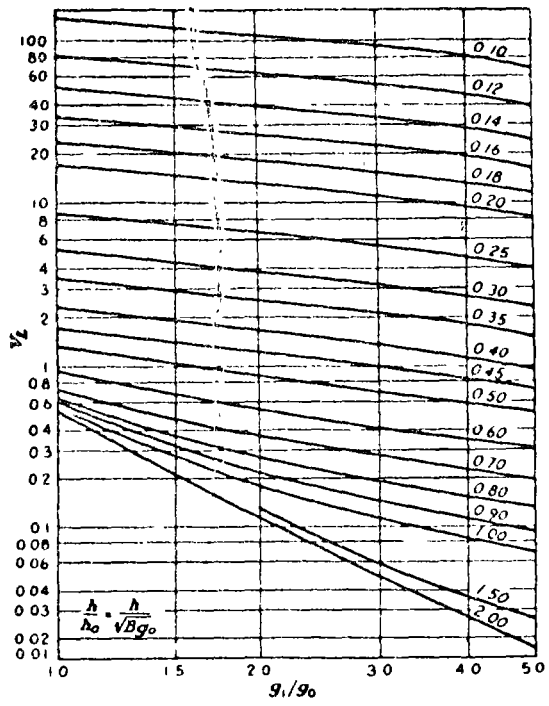
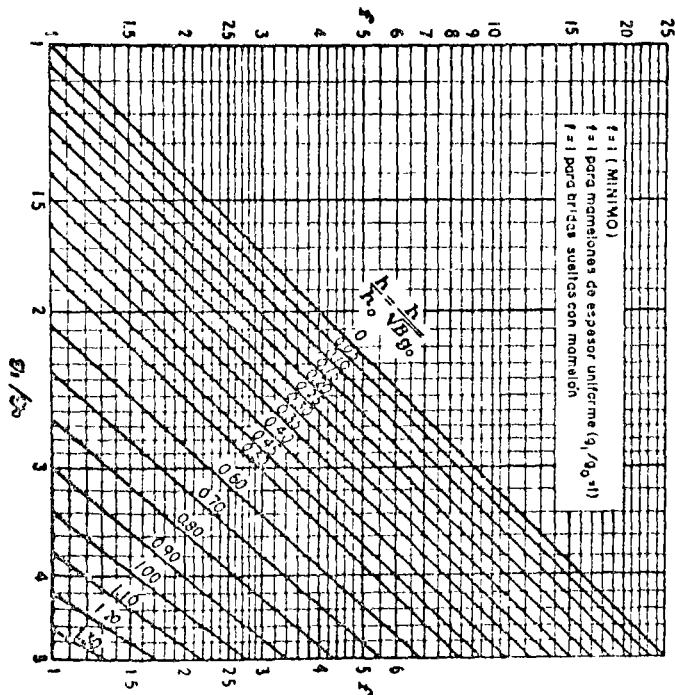


FIG.H.02.c.5 VALORES DE  $V_L$   
(Factores para bridas sueltas con mamelón)

FIG.Nº.H.02.c.6 VALORES DE  $f$  (Factor de corrección del esfuerzo en el mamelón)



- H.02.d.1.c El esfuerzo tangencial en la brida ( $S_T$ ), no deberá ser mayor que ( $S_t$ ).
- H.02.d.1 d Tampoco,  $(S_H + S_R)/2$  y  $(S_H + S_T)/2$ , deberán ser menores que ( $S_t$ ).
- H.02.d.2. Para las bridas con mamelón, fijadas como se indica en los grabados (2), (3) y (4) de la figura H.01.h, no se deberá considerar valor como mamelón al cuello de la boquilla, envolvente, o pared del tubo.
- H.02.d.3 En los casos de bridas tipo suelto con solapa, como se muestra en el grabado (1) de la figura H.01.h, donde el empaque está localizado de tal manera que la solapa esté sujeta a corte, el esfuerzo de corte no deberá ser mayor que  $0.8 S_u$  para el material de la solapa, como se define en la fracción H.01.g. En el caso de bridas soldadas, como las mostradas en los grabados (3), (4), (7), (8), (8a), y (8b) de la figura H.01.h, donde el cuello de la boquilla, envolvente, o pared del tubo se extienden cerca de la cara de la brida y pueden formar la cara de contacto del empaque, el esfuerzo de corte en las soldaduras no deberá ser mayor que  $0.8 S_u$ . El esfuerzo de corte debe calcularse sobre la base de  $H_p$  o  $W_{m2}$ , definidos en la fracción H.01.g, el que sea mayor. Casos similares donde partes de las bridas están sujetas a esfuerzos de corte, deberán registrarse por los mismos requisitos.
- H.02.e Bidas sueltas divididas.  
Las bridas sueltas divididas a lo largo de su diámetro y diseñadas de acuerdo con las reglas de la fracción H.02, pueden usarse bajo las siguientes condiciones:
  - H.02.e.1 Cuando la brida es con división sencilla, o brida de anillo, se diseñará como si fuera una brida sólida (sin dividir), usando el 200% del momento total  $M_o$ , definido en la fracción H.02.b.
  - H.02.e.2 Cuando la brida consiste de dos anillos divididos, cada anillo se diseñará como si fuera una brida sólida (sin divisiones), usando el 75% del momento total  $M_o$ , definido en la fracción H.02.b. El par de anillos deberán ensamblarse de manera que la división de un anillo quede a  $90^\circ$  de la división del otro anillo.
  - H.02.e.3 Las divisiones de las bridas deberán hacerse al centro de la división entre tornillos.

- H.02.f Bidas de Forma No-Circular con Agujero Redondo.  
El diámetro exterior (A) de una brida no-circular con agujero redondo, deberá tomarse como el diámetro mayor de la circunferencia concéntrica con el agujero, inscrita totalmente dentro de los bordes de la brida. Las cargas y momentos de tornillos, así como los esfuerzos se calcularán como si fueran bridas circulares, utilizando el mayor diámetro de la circunferencia concéntrica que pase por el centro de los agujeros de los tornillos más alejados.
- H.02.g Bidas Sujetas a Presión Externa.
- H.02.g.1 El diseño de bridas por presión externa exclusivamente, (ver párrafo H.02.g.1.a), deberán basarse en las fórmulas dadas en la fracción H.02.c para presión interna, excepto que, para las condiciones de operación:
 
$$M_o = H_D (h_D - h_o) + H_T (h_T - h_o) \dots \dots \dots (10)$$
 y para asentamiento del empaque:
 
$$M_o = W \cdot h_o \dots \dots \dots (11)$$
 Donde:
 
$$W = \frac{A_{m2} + A_b}{2} \cdot S_a$$

$$H_D = 0.785 B^2 P_o$$

$$H_T = H - H_D$$

$$H = 0.785 G^2 P_o$$

$$P_o = \text{Presión externa de diseño, (lb/pulg}^2\text{)}.$$
 Véase la fracción H.01.g para las definiciones de los otros símbolos.
- H.02.g.1. Cuando la presión interna ocurre solamente durante la prueba de presión, el diseño deberá basarse en la presión externa, debiendo usarse dispositivos auxiliares (tales como abrazaderas), durante la aplicación de la presión interna requerida.
- H.02.g.2 Cuando las bridas vayan estar sujetas alternativamente a presiones internas y externas durante la operación, deberán satisfacer tanto los requisitos de diseño por presión externa, como los requisitos de diseño por presión interna de esta cláusula.



H.02.g.3 Las fuerzas combinadas debido a la presión externa y a la carga de tornillos, pueden deformar plásticamente cierto tipo de empaques, dando como resultado la pérdida de la presión de contacto del empaque, cuando se depresuriza la conexión.

Para mantener firme una junta, cuando la unidad se vuelve a presionar, se deberá tomar en cuenta el detalle de los empaques y el de las caras de las bridas, para que no ocurra la deformación del empaque. Las juntas sujetas a presiones inversas alternadas, como las de un cambiador de calor de cabeza flotante, quedan dentro de este tipo de servicio.

### H.03 *Bridas de cara plana con contacto metal a metal, fuera de la circunferencia de agujeros*

Las reglas de esta fracción, se aplican específicamente a conexiones bridadas y atornilladas, donde las bridas son de cara plana y atornilladas directamente, o separadas por un espaciador metálico, de manera que haya contacto metal con metal. Se supone que se usa un empaque autosellante alineado con la pared del tubo o recipiente al que se fija. Las reglas únicamente están previstas para cargas hidrostáticas en el extremo de la brida, ya que las cargas para asentamiento del empaque son muy pequeñas, y en la mayoría de los casos se desprecian. Se supone también, que el sello genera una carga axial despreciable bajo condiciones de operación. Si éste no es el caso, se deberá dar una tolerancia a la carga del empaque "H<sub>0</sub>", que dependerá del tamaño y configuración del sello, así como de la presión de diseño.

También deberá darse tolerancia cuando las conexiones sujetas a fuerzas externas, diferentes a la presión externa, si los requisitos para asentamiento del empaque son significativos.

Los métodos de diseño para bridas de las fracciones H.03.a, H.03.b y H.03.c, se aplican a bridas circulares bajo presión interna que son diseñadas para operar en pares idénticos.

Como en las bridas con empaques del tipo anillo, los esfuerzos en los tornillos pueden variar apreciablemente con la presión. Hay un aumento adicional del esfuerzo debido a un efecto de palanca, ya que cada tornillo actúa como punto de apoyo del brazo de palanca (h<sub>c</sub>). Como

resultado de esto, se debe considerar la fatiga de los tornillos y de las otras partes comprendidas en la conexión bridada, (Ver fracción F.07), siendo necesario controlar el pretensado de los tornillos.

Es importante hacer notar que el esfuerzo de operación del tornillo es relativamente insensible al cambio del esfuerzo del preapretado hasta cierto punto, de ahí en adelante, los dos esfuerzos son esencialmente los mismos. La fórmula para la deformación calculada (*l*) de los tornillos, es generalmente aplicable; sin embargo, las variaciones en el espesor del material sujeto por cada tornillo (tales como casquillos, anillos o arandelas múltiples, localizados entre la brida y la cabeza del tornillo o tuerca), pueden ser consideradas en la fijación de un valor para (*l*), para usarse en las fórmulas de diseño. Un incremento grande de (*l*), puede causar una flexión indeseable en el ensamble total de la brida y como resultado, los esfuerzos podrán resultar sub, o sobre estimados.

#### H.03.a Cargas de Tornillo.

H.03.a.1 Espesor de la brida. La fórmula siguiente puede usarse para obtener el espesor necesario de la brida, para resistir la flexión en la circunferencia de agujeros. Esta fórmula está basado únicamente en una carga debida a la fuerza hidrostática en el extremo, sin compensar los momentos, ya sean favorables o desfavorables debido a la continuidad con un mamelón o envolvente; se da una tolerancia equivalente al 40% de la circunferencia de agujeros para tornillos, debido a la disminución de metal en los agujeros de los tornillos.

$$t = 1.78 \sqrt{\frac{M_p}{S_t \cdot C}} \dots \dots \dots (12)$$

H.03.a.2 Carga necesaria en los tornillos. La carga en los tornillos de la brida, usada para el cálculo del área transversal necesaria de los tornillos, se determinará como sigue:

H.03.a.2.a La carga necesaria en los tornillos para las condiciones de operación (*W<sub>m1</sub>*), será suficiente para resistir la suma de la carga hidrostática en el extremo (*H*), ejercida por la presión máxima permisible de operación sobre el área circundada por el diámetro de la reacción del empaque, y la fuerza de contacto (*H<sub>c</sub>*), ejercida por la brida com-

pañera sobre el área anular, donde las caras de las bridas hacen contacto. A esto se le debe adicionar la carga del empaque (H<sub>0</sub>) para aquellos diseños donde los requisitos de asentamiento del empaque son significativos.

H.03.a.2.b Antes de que pueda determinarse la fuerza de contacto (H<sub>c</sub>), es necesario obtener el valor de su brazo de momento (h<sub>c</sub>).

Debido a la interrelación entre la elongación del tornillo y la deflexión de la brida, (h<sub>c</sub>) involucra el espesor de la brida (t), el esfuerzo de operación de los tornillos (S<sub>b</sub>), el factor de esforzado inicial de los tornillos (r<sub>a</sub>), y la longitud de la deformación calculada (l); el factor de elasticidad (r<sub>E</sub>) y el momento total que obra sobre la brida (M<sub>p</sub> + M<sub>s</sub>).

La relación entre estas cantidades se expresa en la fórmula (13), tomando en cuenta que la solución resultante para (h<sub>c</sub>), no sea mayor que (A - C)/2; en cuyo caso, la pendiente de la cara de la brida en el diámetro exterior (θ<sub>A</sub>), es igual a cero.

Nótese que los brazos de momento para M<sub>p</sub> están dados en la tabla H 02 b.

$$h_c = 0.929 \sqrt{\frac{at^3 r_E r_a S_b B_1}{M_p + M_s}} \dots\dots\dots (13)$$

Si el valor de (h<sub>c</sub>) calculado con la fórmula (13) es mayor de (A - C)/2, el valor real de (h<sub>c</sub>), se deberá tomar como:

$$h_c \text{ máx.} = \frac{A - C}{2}$$

y entonces, el cara de la brida tendrá una pendiente en su diámetro exterior igual a (θ<sub>A</sub>) radianes, expresada por la fórmula (14):

$$E\theta_A = \left[ \frac{r_E r_a S_b l}{A - C} \right] - 0.290 \left[ \frac{(A - C)(M_p + M_s)}{B_1 at^3} \right] \dots (14)$$

Para bridas tipo suelto (loose type), y del tipo opcional sin mamelón, el momento (M<sub>s</sub>) de las fórmulas (13) y (14), será igual a cero. Para todas las demás bridas, (M<sub>s</sub>) en estas dos fórmulas puede despreciarse, tomando en cuenta que se hace un cálculo final para establecer, si los esfuerzos de la brida y la tornillería son correctos. Para el cálculo de (M<sub>s</sub>), véase la fracción H.03.b

H.03.a.2.c La fuerza de contacto (H<sub>c</sub>) se determina por medio de la fórmula (15a) para bridas tipo suelto y tipo opcional, calculadas como bridas tipo suelto sin mamelón, y por medio de la fórmula (15b), para todas las bridas tipo integral y bridas con mamelón del tipo suelto u opcional, donde exista una ventaja significativa en la interacción entre el mamelón y la brida.

$$H_c = M_p/h_c \dots\dots\dots (15a)$$

$$H_c = (M_p + M_s)/h_c \dots\dots\dots (15b)$$

H.03.a.2.d La carga necesaria en los tornillos para las condiciones de operación se determina por medio de la fórmula (16). W<sub>m1</sub> = H + H<sub>c</sub> + H<sub>0</sub> \dots\dots\dots (16)

H.03.a.3 Area total necesaria y real de tornillos, y carga de diseño de tornillos de la brida. El área total necesaria de los tornillos (A<sub>m</sub>), es igual a W<sub>m1</sub>/S<sub>b</sub>. Se deberá hacer una selección cuidadosa de los tornillos de manera que el área transversal total real de los tornillos (A<sub>b</sub>) no sea menor de (A<sub>m</sub>). La carga de diseño de tornillos de la brida (W) se tomará igual a (W<sub>m1</sub>).

H.03.b Momentos, esfuerzo cortante y deflexión en mamelón-brida, y pendiente de la cara de la brida.

H.03.b.1 Para bridas tipo suelto y las del tipo opcional, calculadas como tipo suelto sin mamelón, el momento de interacción (M<sub>i</sub>), el momento en el mamelón (M<sub>II</sub>) y el esfuerzo cortante (Q), se suponen inexistentes. La pendiente y la deflexión en el diámetro interior de la brida se calculan con las fórmulas (27) y (28).

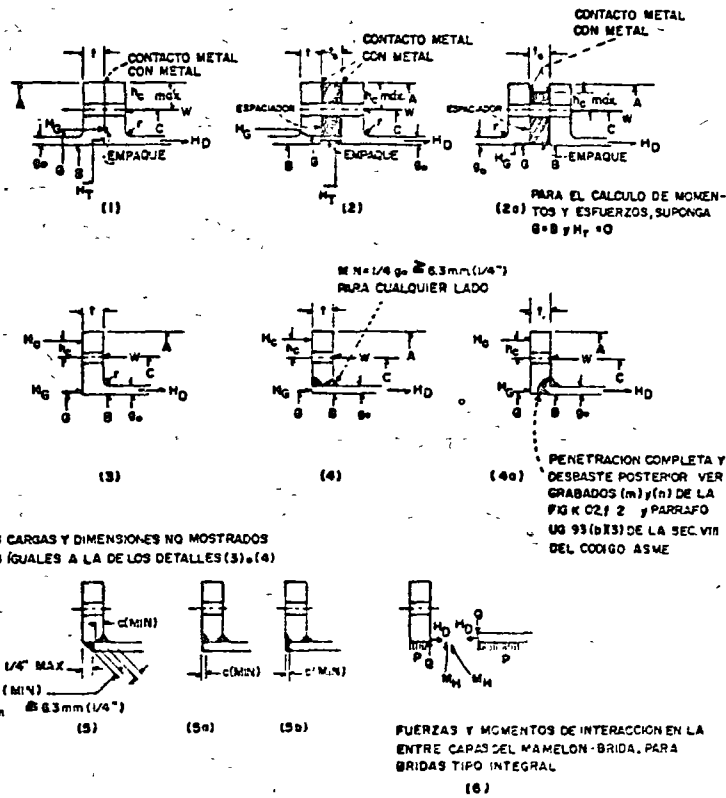
H.03.b.2 Para todas las bridas con mamelón, incluyendo las bridas integrales al tubo, o envolvente, o soldadas a éstos como las de los grabados (3), (4), (1a), (5), (5a) y (5b) de la figura H.03 a, el momento de interacción (M<sub>i</sub>), el momento en el mamelón (M<sub>II</sub>), el esfuerzo cortante (Q), la pendiente en la unión brida-mamelón (θ<sub>s</sub>), y la presión interna (P), se relacionan en las siguientes fórmulas:

$$M_{II} = - \left[ \frac{E_0}{t} \right]^2 J_1 F \theta_s t^3 + J_2 P t^2 / \left[ - \frac{E_2}{t} \right] \dots\dots (17)$$

$$Q = - \left[ \frac{E_0}{t} \right]^2 J_3 E \theta_s t^3 + J_4 P t / \left[ \frac{E_0}{t} \right] \dots\dots (18)$$

$$M_s = M_{II} + Q t / 2 \dots\dots\dots (19)$$

$$E (\theta_s - \theta_A) t^3 = J_5 M_s + J_6 M_p \dots\dots\dots (20)$$



NOTA GENERAL  $0.25 \text{ in } (r) \text{ y } 4.8 \text{ mm } (3/16")$

FIG. H 03 a

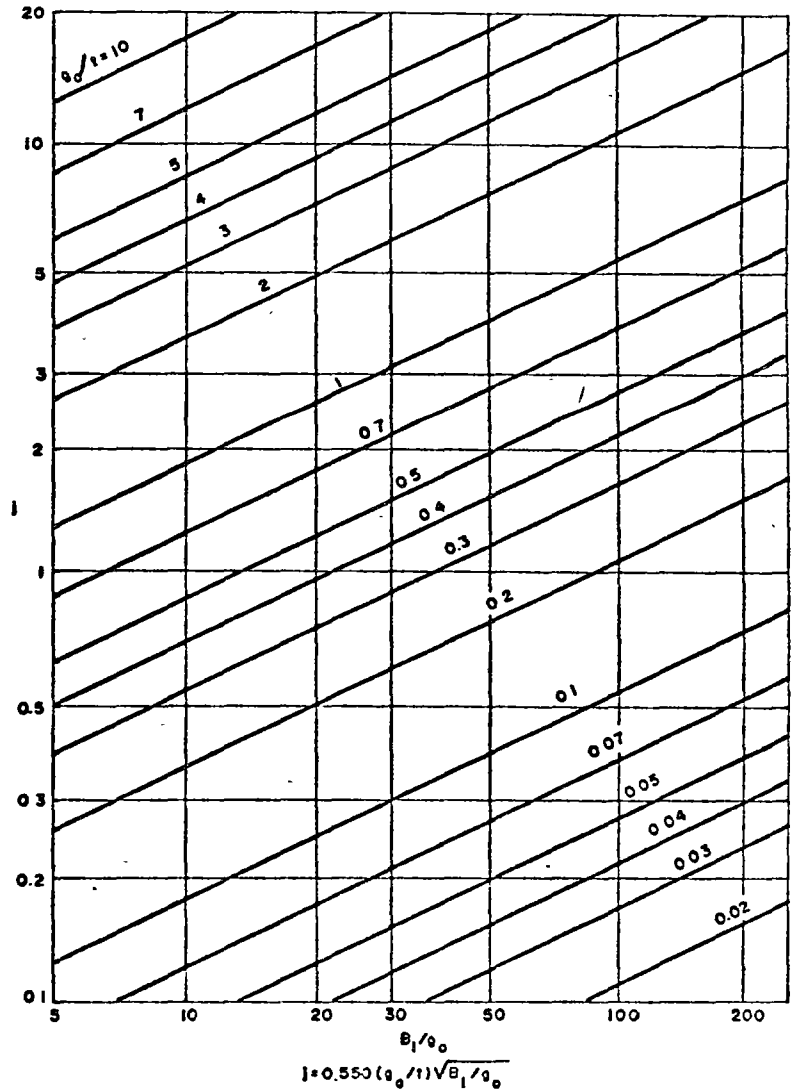


FIG. H.03 a.1

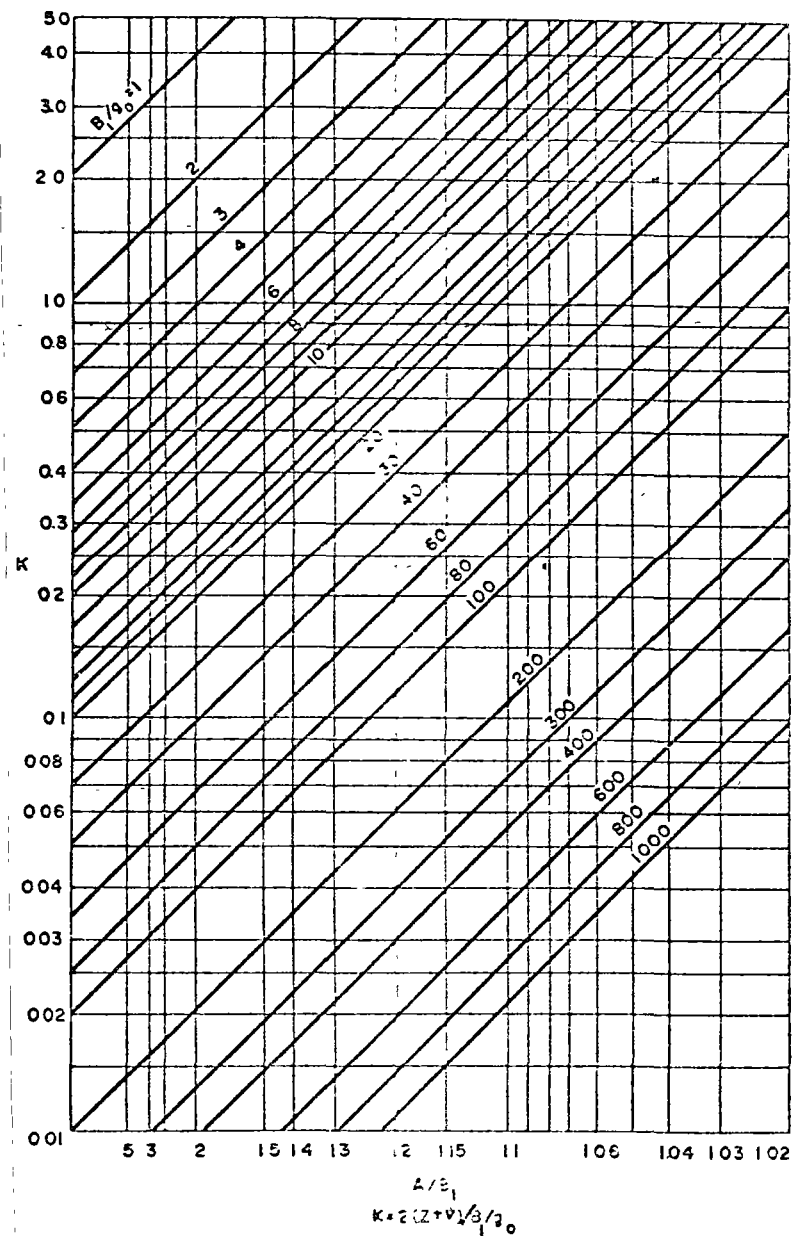


FIG. No. H 03 a 2

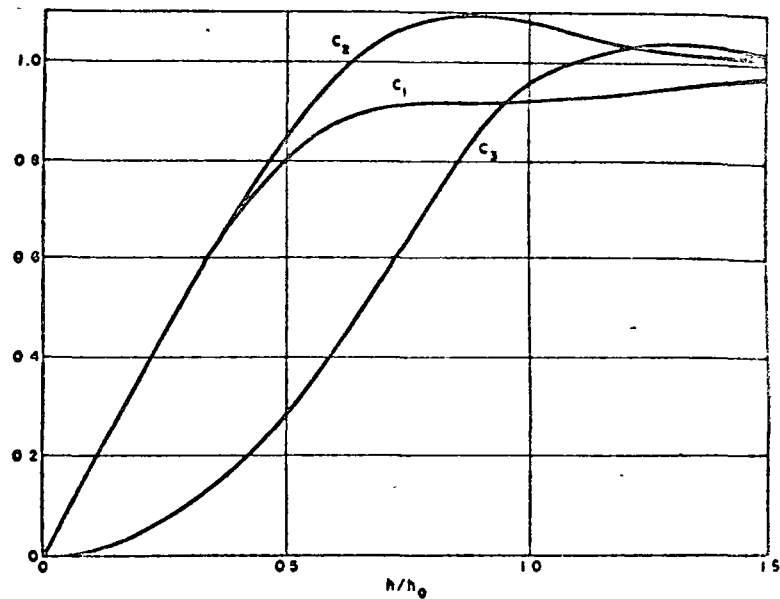


FIG. No. H 03 a 3

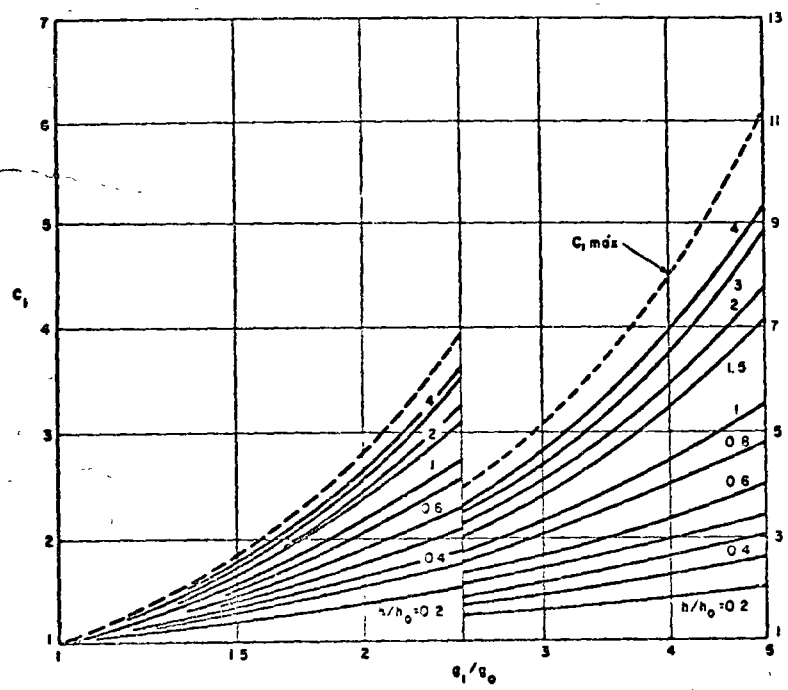


FIG. No. H 03.a.4

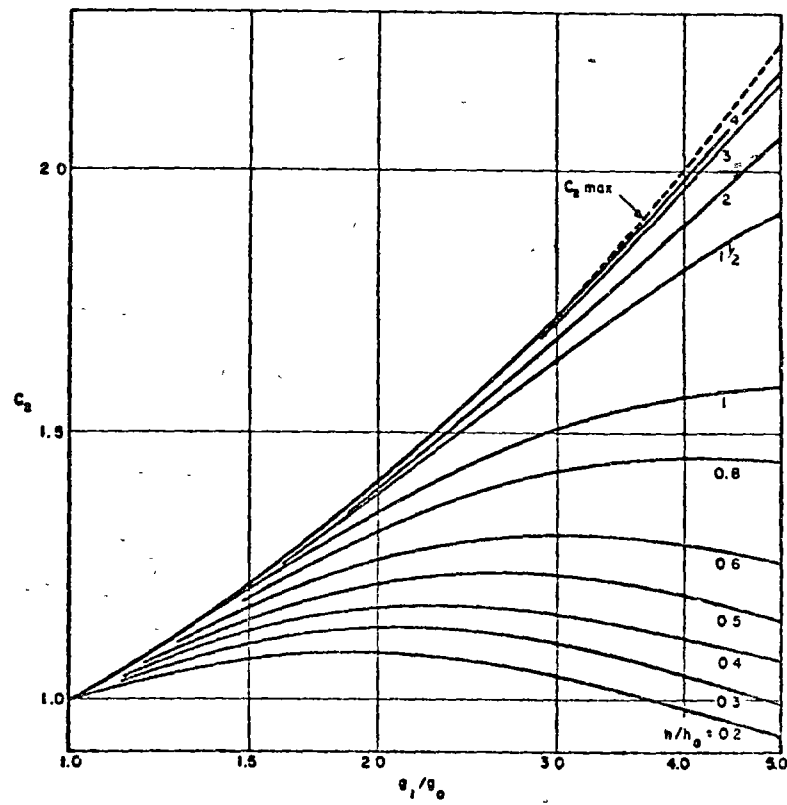


FIG. No. H.03.a.5

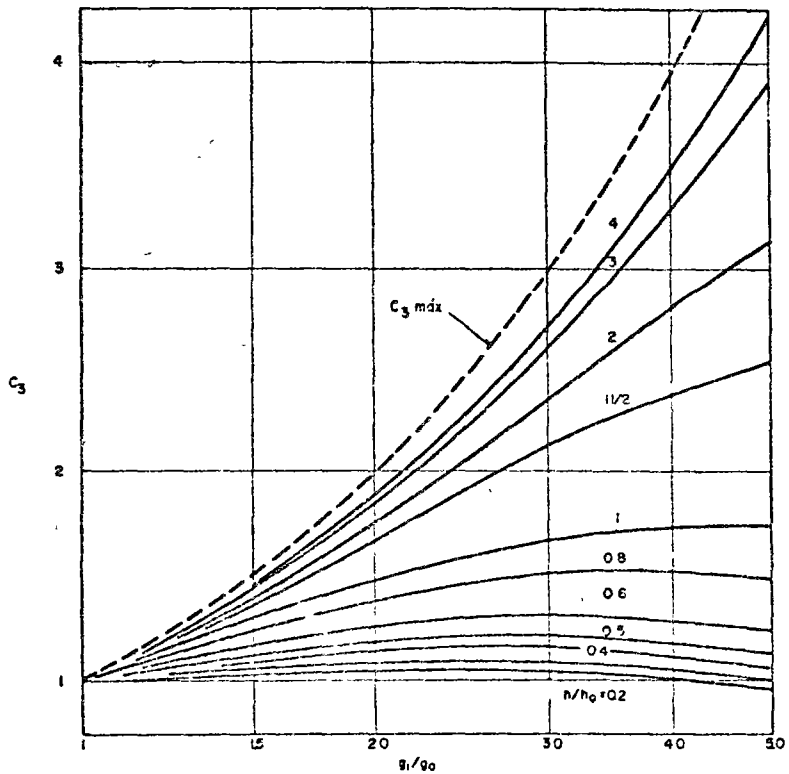


FIG. No H.03 a.6

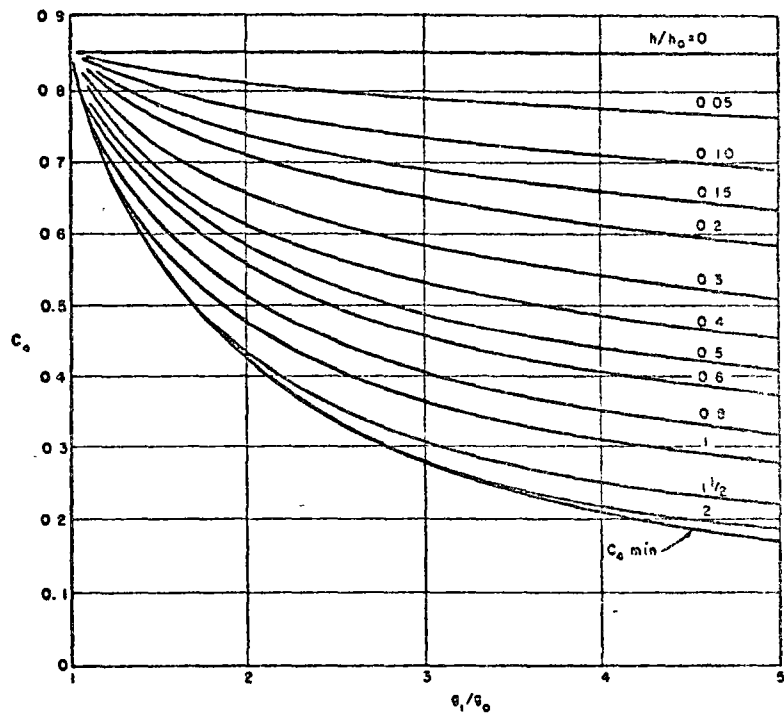


FIG. No. H 03.a.7

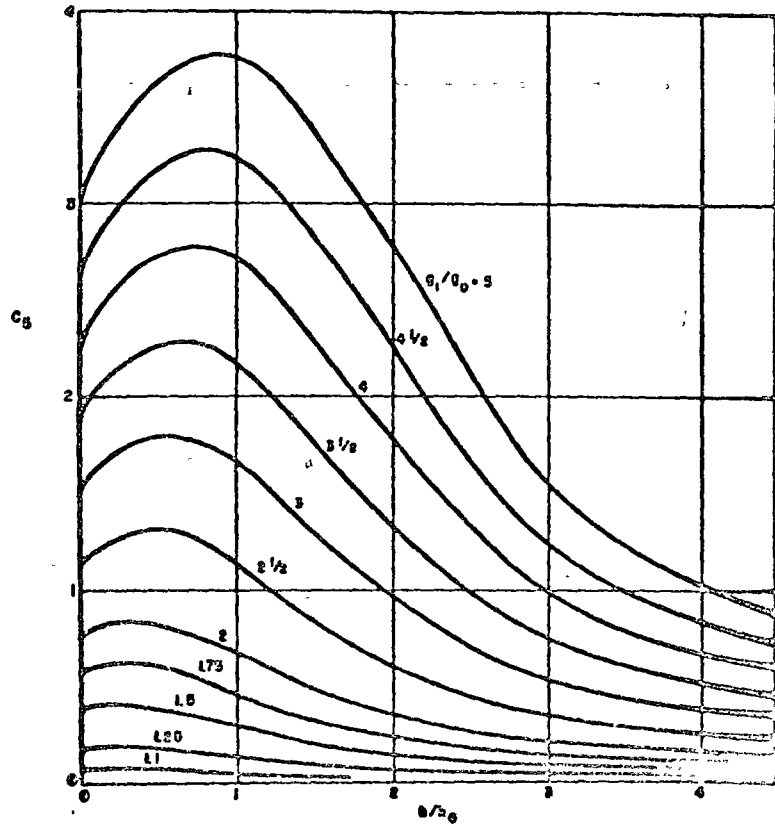


FIG. No. H.03.a.8

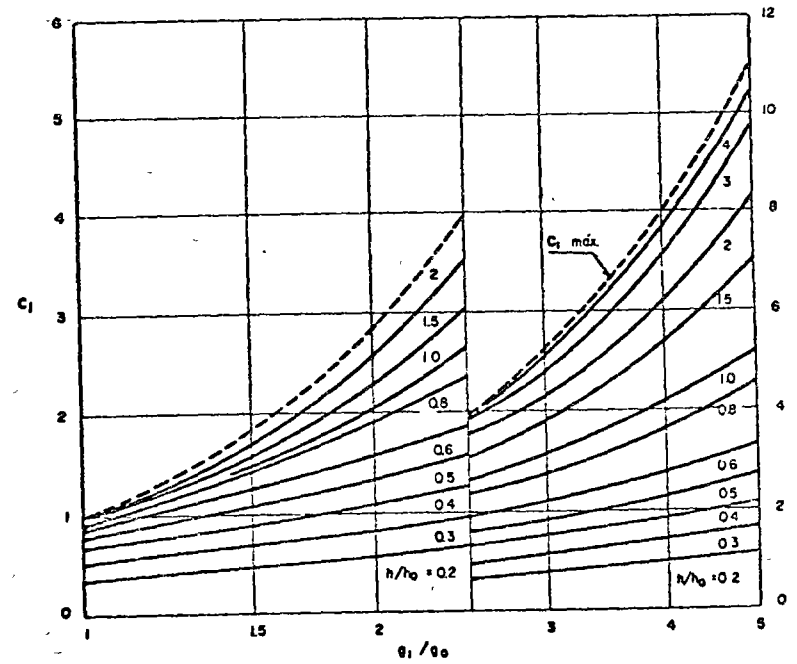


FIG. No. H.03.a.9

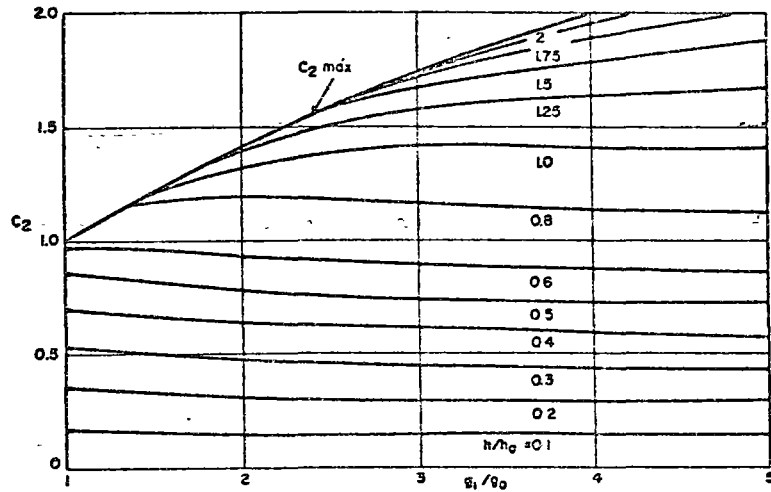


FIG. No. H.03.a.10

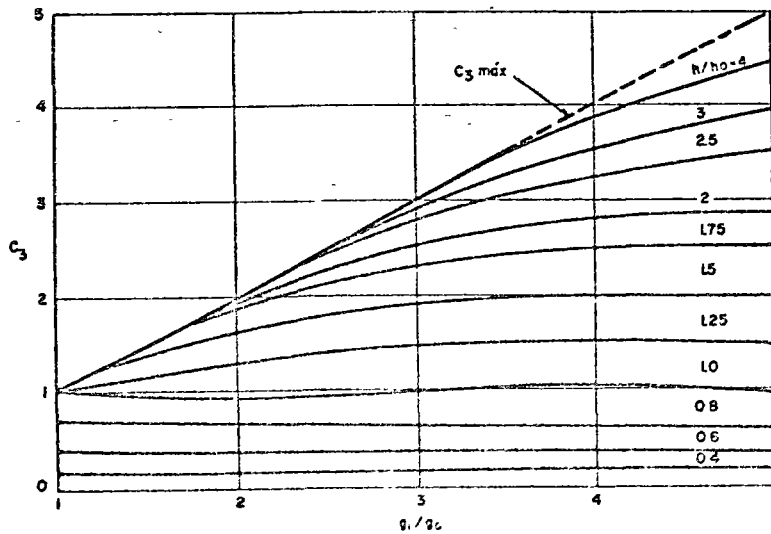


FIG. No. H.03.a.11

Si la distancia de contacto de la brida ( $h_c$ ), es menor que  $H_c$  máx,  $\theta_A = 0$ .

Por otra parte, existe una relación adicional entre " $M_s$ " y " $\theta_A$ " dada por la fórmula (14). Sin embargo, se puede obtener una buena aproximación del valor de " $\theta_A$ ", suponiendo  $M_s = 0$ , en la fórmula (14).

Los símbolos  $J_1, J_2, J_3, J_4, J_5$  y  $J_6$  representan las características dimensionales de la brida y el mamelón, e involucran los factores de relación "j" y "k" para todos los tipos de mamelón, con  $c_1, c_2, c_3$ , etc., para mamelones cónicos y mamelones de brida tipo suelto. Véase la fracción H.01.g para la definición de "j" y "k", y también las figuras H.03.a.1 a la H.03.a.11 para los factores "j" y "k" y los correspondientes factores "c".

$$J_1 = 0.951c_1 \left[ \frac{c_2 (1 + c_2j)}{1 + c_2jk} + c_3j \right] \dots \dots \dots (21)$$

$$J_2 = 5.19j^4 \left[ \frac{c_1c_2 (c_4 - k)}{1 + c_2jk} + 1.100c_2 \right] \dots \dots \dots (22)$$

$$J_3 = 1.901 \left[ \frac{c_1 (1 + c_2j)}{j (1 + c_2jk)} \right] \dots \dots \dots (23)$$

$$J_4 = 10.38 \left[ \frac{c_1j^3 (c_4 - k)}{1 + c_2jk} \right] \dots \dots \dots (24)$$

$$J_5 = \frac{1.738}{B_1} \left[ 2 \frac{h_D}{\beta} + \frac{h_C}{a} + \pi B_1 r_B \right] \dots \dots \dots (25)$$

$$J_6 = J_5 - 1.738 \frac{h_D}{B_1 \beta} \dots \dots \dots (26)$$

H.03.b.3 Distribución de los factores (c). Para bridas tipo suelto con mamelón de espesor constante, ver figura H.03.a.3, para  $c_1, c_2$ , y  $c_3$ ;  $J_2$  y  $J_4$  son iguales a cero.

Para bridas tipo suelto con mamelón cónico, ver figuras H.03.a.9, H.03.a.10 y H.03.a.11, para  $c_1, c_2$  y  $c_3$ ;  $J_2$  y  $J_4$  son iguales a cero.

Para bridas integrales con mamelón de espesor constante,  $c_1, c_2$  y  $c_3$ , sin iguales a 1,  $c_4 = 0.85$  y  $c_5 = 0$ .

Para bridas integrales con mamelón cónico, para  $c_1, c_2, c_3, c_4$  y  $c_5$ , ver figuras H.03.a.4, H.03.a.5, H.03.a.6, H.03.a.7 y H.03.a.8.

H.03.b.4 La pendiente de la cara de la brida en su diámetro inte-



fórmulas (17), (18), (19) y (20): Esta fórmula es aplicable a todo tipo de bridas, con o sin mamelón.

$$E\theta_B = \frac{J_3 (J_2 + \frac{1}{2} J_4) P / (g_0/t) + J_3 M_p / t^3 + E\theta_A}{1 + J_3 (J_1 + \frac{1}{2} J_3) (g_0/t)^2} \quad (27)$$

El valor de (Eθ<sub>B</sub>) encontrado por la fórmula (27), se sustituye en las fórmulas (17), (18) y (20) para obtener los valores del momento en el mamelón (M<sub>H</sub>), el esfuerzo cortante (Q), y el momento de interacción (M<sub>s</sub>).

Para bridas tipo suelto con o sin mamelón, cuyo valor de refuerzo se considera despreciable, los factores J<sub>1</sub>, J<sub>2</sub>, J<sub>3</sub> y J<sub>4</sub> son iguales a cero en todas las fórmulas anteriores. Para bridas tipo suelto con mamelón con valor de refuerzo, pero donde la presión interna no tiene efecto de abovedado, los factores J<sub>2</sub> y J<sub>4</sub> se toman iguales a cero.

H.03.b.5 La separación axial de dos bridas compañeras idénticas en su diámetro interior, está dada por la fórmula (28), y se aplica a todos los tipos de brida:

$$Z = \frac{12 (1-\nu^2)}{\pi C E t^3} \left[ M_s \right] (h_c + h_D)^2 - h_c \left( \frac{2h_c}{3} + h_D \right) + \pi C h_D r_B \left] + M_p \left( \frac{h_c}{h_D} + 1 \right) \left[ \frac{2}{3} (h_c + h_D)^2 - h_c \left( \frac{2}{3} h_c + h_D \right) \right] + M_p \pi C h_D r_B \left] + 2 (h_c \text{ máx.} + h_D) \theta_A \dots \dots \dots (28)$$

H.03.c Cálculo de los esfuerzos en la brida.

H.03.c.1 Antes del cálculo de los esfuerzos en la brida, las condiciones de operación supuestas y los esfuerzos iniciales de los tornillos, deberán verificarse o corregirse de acuerdo con los valores reales de diseño de las figuras H.03.c.1 ó H.03.c.2. Para el uso de estas figuras, se procederá en la siguiente forma:

H.03.c.1.a Calcule el valor de (x<sub>1</sub>), y localícelo sobre la escala vertical.

H.03.c.1.b Calcule el valor de 2h<sub>c</sub> / (C - B<sub>1</sub>), o "2h<sub>c</sub> máx. / (C - B<sub>1</sub>), el que sea aplicable, y márquelo sobre la curva.

H.03.c.1.c Con una regla sobre estos puntos, marque el valor de (x<sub>1</sub>) donde la regla corte la escala horizontal.

H.03.c.1.d Del valor de (x<sub>1</sub>), calcule el valor de diseño del esfuerzo inicial en los tornillos.

Si M<sub>s</sub> = 0, y A<sub>s</sub> no es significativamente mayor que A<sub>m</sub>, el procedimiento anterior puede omitirse.

H.03.c.2 Los esfuerzos en la brida se determinarán de acuerdo con las siguientes fórmulas:

H.03.c.2.a Para bridas de anillo tipo suelto, (incluyendo las opcionales, calculadas como tipo suelto que tienen una sección transversal rectangular):

Esfuerzo Radial (S<sub>R</sub>)

$$S_R = \pm \frac{6 M_p}{t^2 (\pi C - nD)} \text{ en la circunferencia de agujeros} \quad (29)$$

$$S_R = 0, \text{ en el diámetro interior} \dots \dots \dots (30)$$

Esfuerzo Tangencial (S<sub>T</sub>).

$$S_T = \pm \frac{5.46 M_p}{B t^2} \left[ 0.318 \left[ \frac{(C-B)}{(C+B)} + \frac{(2h_c)}{(C+A)} \right] + r_B \right] + \frac{E\theta_A t}{B}; \text{ ver figura H.03.c.} \dots (31)$$

H.03.c.2.b Para bridas tipo suelto con mamelón (incluyendo las opcionales, calculadas como tipo suelto), los mamelones se consideran como refuerzo (ver grabados (4a), (5), (5a) y (5b) de la figura H.03 a.

Esfuerzo radial, en la circunferencia de agujeros:

$$S_R = \frac{6 (M_p + M_s)}{t^2 (\pi C - nD)} \dots \dots \dots (32)$$

Esfuerzo radial en la brida, adyacente al mamelón:

$$S_R = \frac{Q}{\pi B_1 t} \pm \frac{6 M_s}{\pi B_1 t^2} \dots \dots \dots (33)$$

Esfuerzo tangencial en la brida, adyacente al mamelón:

$$S_T = \frac{QZ}{\pi B_1 t} \pm \left[ \frac{E t \theta_B}{B_1} + \frac{1.8 M_s}{\pi B_1 t^2} \right] \dots \dots \dots (34)$$

Esfuerzo longitudinal en el mamelón, adyacente a la brida:

• Use el signo (+) para la cara de contacto de la brida o interior del mamelón, úsese el signo (-) para el respaldo de la brida o el exterior del mamelón.

$$s_{H1} = \pm \frac{6M_H}{\pi B_1 g_1^2} \dots \dots \dots (35)$$

Esfuerzo circunferencial en el mamelón, adyacente a la brida:

$$s_{H2} = \frac{Q(z+v)}{\pi B_1 t} + \frac{Et \theta_B}{B_1} \pm \frac{1.8 M_H}{\pi B_1 g_1^2} \dots \dots \dots (36)$$

H.03.c.2.c Para bridas integrales con el tubo, envolvente o mamelón cónico (Ver grabado (4) de la figura H.03.a).

Esfuerzo radial en la circunferencia de agujeros:

$$s_R = \pm \frac{6(M_p + M_s)}{t^2 (\pi C - nD)} \dots \dots \dots (37)$$

Esfuerzo radial en la brida, adyacente al mamelón:

$$s_{R'} = - \left[ \frac{Q}{\pi B_1 t} + P \right] \pm \frac{6 M_s}{\pi B_1 t^2} \dots \dots \dots (38)$$

Esfuerzo tangencial en la brida, adyacente al mamelón:

$$s_{T'} = \left[ \frac{Q}{\pi B_1 t} + P \right] Z \pm \left[ \frac{Et \theta_B}{B_1} + \frac{1.8 M_s}{\pi B_1 t^2} \right] \dots \dots (39)$$

Esfuerzo longitudinal en el mamelón, adyacente a la brida.

$$s_{H1} = \frac{PB_1}{4g_1} \pm \frac{6M_H}{\pi B_1 g_1^2} \dots \dots \dots (40)$$

Esfuerzo tangencial en el mamelón, adyacente a la brida.

$$s_{H2} = \left[ \frac{Q}{\pi B_1 t} + P \right] \left[ Z + v \right] + \frac{Et \theta_B}{B_1} + 0.075 \frac{PB_1}{g_1} \pm \frac{1.8 M_H}{\pi B_1 g_1^2} \dots \dots \dots (41)$$

H.03.c.3 Los esfuerzos en las bridas calculados con las fórmulas del párrafo H.03.c.2, no deberán exceder los siguientes valores:

H.03.c.3.a El esfuerzo longitudinal en el mamelón ( $S_H$ ), no deberá ser mayor que ( $S_s$ ) para fierro fundido, excepto para los diferentes límites dados en las parralos siguientes. ni

\* Usar el signo (+) para la cara de contacto de la brida o interior del mamelón, use el signo (-) para el respaldo de la brida o el exterior del mamelón

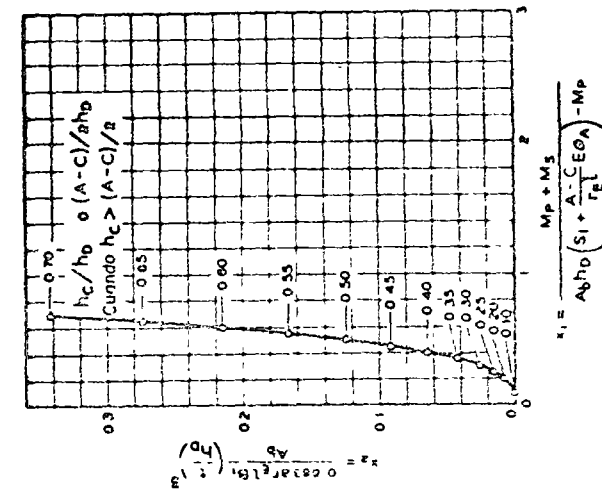
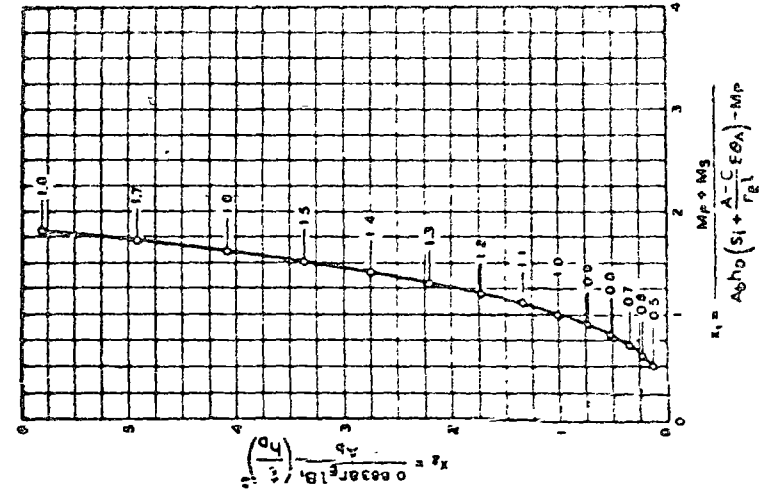


FIG. N° H.03.c.1.

EJEMPLO:

n = 16, D = 2 7/8 (LINEA 1)  
 c = 30 1/2, F<sub>1</sub> = 0.62 (LINEA 2)  
 F<sub>1</sub> = 0.62, n = 16 (LINEA 3)  
 r<sub>B</sub> = 0.039

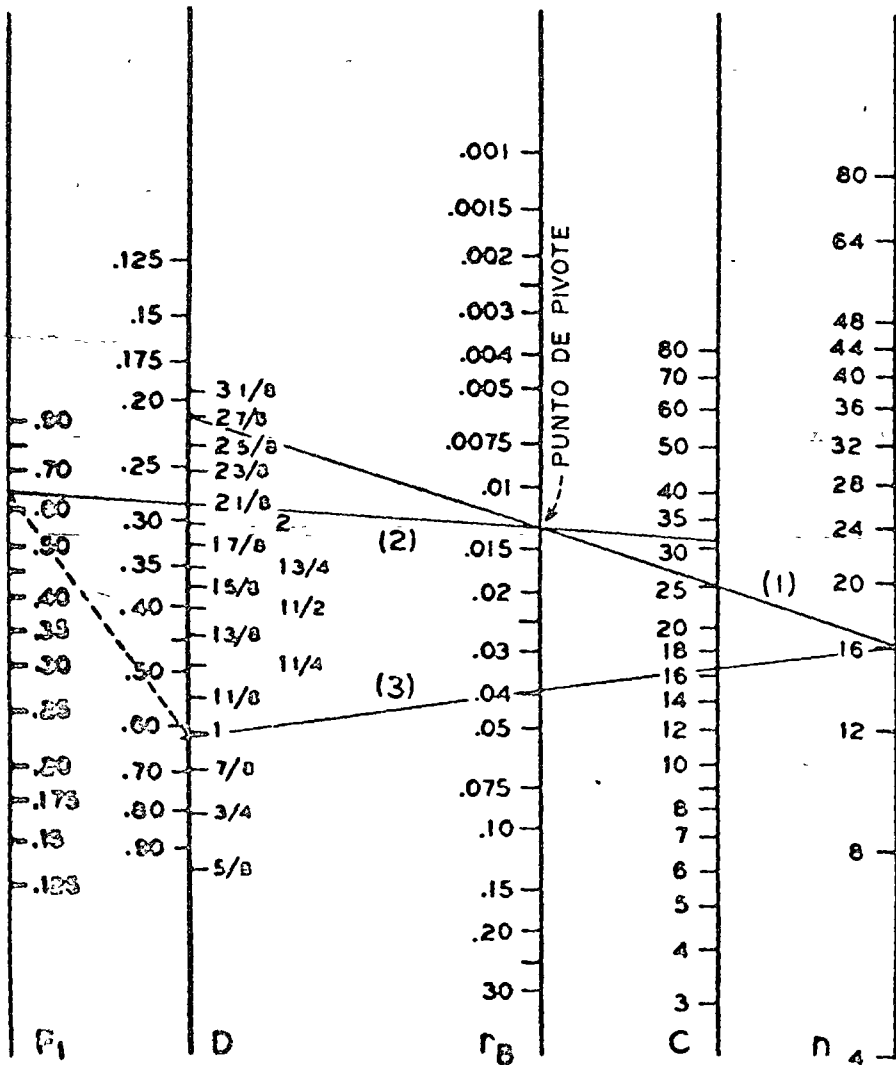


FIG. N° H 03.c.3.

deberá ser mayor que 1.5 S<sub>t</sub> para materiales diferentes del hierro fundido.

- I El esfuerzo longitudinal en el mamelón (S<sub>H</sub>) no será mayor que el menor de los valores 1.5 S<sub>a</sub> para bridas tipo opcional diseñadas como gales. (Ver grabados (4a), (5), (5a) y (5b), d figura H.03.a) y también para las bridas tipo integral. (Ver grabado (4) de la figura H.03.a, donde el material del cuello constituye el mamelón de la brida)
- II El esfuerzo longitudinal en el mamelón (S<sub>H</sub>), no será mayor que el menor de los valores 1.5 S<sub>a</sub> para bridas tipo integral con el mamelón dado al cuello, tubo o pared del recipiente.

H.03.c.3.b El esfuerzo en la brida (S<sub>R</sub>), no deberá ser mayor que (S<sub>t</sub>).

H.03.c.3.c El esfuerzo tangencial en la brida (S<sub>T</sub>), no deberá ser mayor que (S<sub>t</sub>).

H.03.c.3.d También:

$$\frac{S_H + S_R}{2}, \text{ no deberá ser mayor que } (S_t), \text{ y}$$

$$\frac{S_H + S_T}{2}, \text{ no deberá ser mayor que } (S_t).$$

I SUPERFICIES APOYADAS Y REFORZADAS

I.01 Superficies apoyadas y reforzadas

I.01.a El espesor mínimo y la presión máxima permisible de operación para las placas planas apoyadas y reforzadas y aquellas partes que, por medio de estas reglas, necesitan apoyarse, tales como placas planas con refuerzos tornillos de apoyo de diámetro uniforme, espaciados métricamente, deberán calcularse por medio de las siguientes fórmulas:

$$t = p \sqrt{\frac{P}{SC}} \quad (1)$$

$$P = \frac{t^2 SC}{p^2} \quad (2)$$

Donde:

t = Espesor mínimo de la placa, sin incluir la tolerancia para corrosión (pulgadas).

P = Presión de diseño o presión máxima permisible de operación (libras por pulgada cuadrada).

- S** = Valor del esfuerzo máximo permisible para el material, de acuerdo con las tablas de las fracciones E.02 a E.05, (libras por pulgada cuadrada).
- p** = Paso máximo, medido entre líneas rectas que pasan a través de los tornillos de apoyo en las diferentes hileras, las cuales pueden ser horizontales, verticales o inclinadas, (pulgadas).
- C = 2.1** para apoyos soldados, o apoyos roscados, en placas no mayores de 11 mm ( $\frac{7}{16}$ " de espesor, con los extremos remachados.
- C = 2.2** para apoyos soldados, o apoyos roscados, en placas no mayores de 11 mm ( $\frac{7}{16}$ " de espesor, con los extremos remachados.
- C = 2.5** para apoyos roscados en placas, y equipados con una tuerca en el lado exterior de la placa, o con tuercas interiores y exteriores, sin incluir roldanas o arandelas.
- C = 2.8** para apoyos con cabezas no menores de 1.3 veces el diámetro de los apoyos roscados, en las placas o que ajustan por medio de un cono y tienen cabezas en los apoyos antes de instalarlos, que no son remachados y las cabezas con apoyo total sobre la placa.
- C = 3.2** para apoyos equipados con tuercas interiores y exteriores y roldanas o arandelas exteriores, donde el diámetro de éstas es de cuando menos 0.4 p, y su espesor es como mínimo igual a (t).

**I.01.b** El espesor mínimo de las placas en las que se instalarán los apoyos, en superficies diferentes a las de envolventes cilíndricas o esféricas, deberán ser de 8 mm ( $\frac{5}{16}$ "), excepto para la construcción soldada cubierta por el inciso K.02.1.

**I.01.c** Si una chaqueta reforzada se extiende completamente alrededor de un recipiente cilíndrico o esférico, o cubre completamente una cabeza, deberá cumplir los requisitos del inciso I.01.a y los requisitos para envolventes o cabezas de los incisos F.12.c, F.12.d y F.17.

**I.01.d** Si una placa plana con espesor mínimo de 9.5 mm ( $\frac{3}{8}$ "), se refuerza con una placa remachada, cubriendo totalmente el área de la superficie reforzada y con un espesor de cuando menos igual a  $\frac{2}{3}$  t, entonces el valor de (t) en la fórmula, será de  $\frac{3}{4}$  partes del espesor combinado

placa y refuerzo, pero no deberán ser mayor de 1.5 veces el espesor de la placa, y el valor de C dado en el inciso I.01.a se incrementará en 15%.

**I.01.e** Cuando dos placas se conectan por medio de tirantes de refuerzo, pero una de esas placas requiere reforzarse, el valor de C se determinará de acuerdo con la placa que requiere refuerzo.

**I.01.f** Las proporciones aceptables para extremos de tirantes pasados, (que atraviesan la placa), con arandelas o roldanas se dan en la figura No. I.01.

**I.01.g** El paso máximo para tirantes será de 216 mm ( $8\frac{1}{2}$ " ), excepto para los tirantes soldados, en los que el paso podrá ser mayor, previendo que no exceda de 15 veces el diámetro del tirante.

**I.01.h** Cuando el refuerzo con tirantes sea asimétrico por razones de interferencia con soleras u otro tipo de construcción, es permisible considerar la carga de cada tirante como el área calculada, tomando la distancia desde el centro del espaciamento de un lado del tirante al centro del otro lado.


## **I.02 Tirantes**

**I.02.a** Los extremos de los tirantes roscados a través de la placa deberán sobresalir por lo menos dos cuerdas o hilos cuando se instalan, remachándolos o fijándolos después por algún otro medio equivalente, sin que se maltrate la placa, o deberán equiparse con tuercas a través de las cuales pasará el tirante.

**I.02.b** Los extremos de los tirantes fijados con rosca, deberán ser totalmente recocidos.

**I.02.c** Los requisitos para tirantes soldados se dan en el inciso K.02.1.

## **I.03 Localización de tirantes**

**I.03.a** La distancia desde la orilla de los agujeros para tirantes a la línea tangente a la orilla de los agujeros para remaches, puede sustituirse por (p) para  antes adyacentes a las orillas remachadas que limitan una superficie reforzada con tirantes.

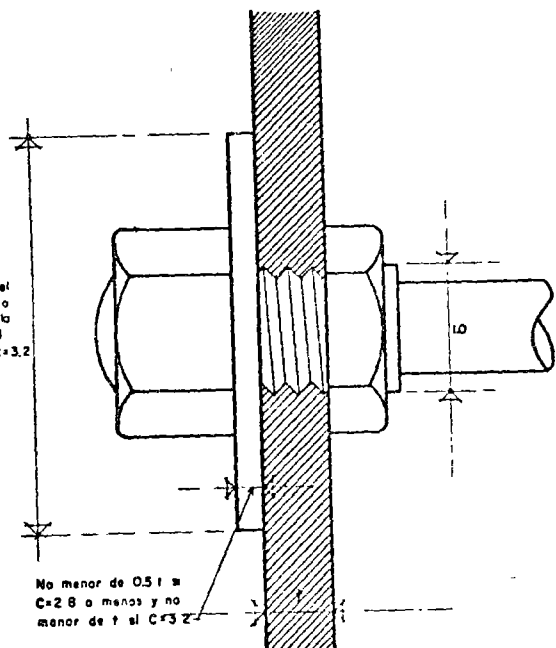


FIG. N° 1.01 } Proporciones aceptables para extremos de tirantes pasados

**I.03.b** Cuando la orilla de una placa reforzada con tirantes tiene ceja, la distancia desde el centro de los tirantes de extremo, al interior de la ceja de soporte, no deberá ser mayor que el paso de los tirantes, más el radio interior de la ceja.

#### **I.04** Dimensiones de los tirantes

**I.04.a** El área necesaria para un tirante en su sección transversal mínima, sin incluir ninguna tolerancia para corrosión, se deberá obtener dividiendo la carga sobre el tirante, calculada de acuerdo con el inciso I.04.b, entre el valor del esfuerzo permisible del material empleado y multiplicando el resultado por 1.10.

**I.04.b** Carga soportada por los tirantes. El área soportada por un tirante, deberá calcularse sobre la base de dimensiones de pasos completos, restando el área ocupada por los tirantes.

La carga soportada por un tirante es el producto del área soportada por el tirante, por la presión máxima permisible de operación.

**I.04.c** A los tirantes hechos de partes unidas por medio de soldaduras, se les deberá comprobar su resistencia, usando un factor de 60% como eficiencia de la soldadura.

#### **LIGAMENTOS**

##### **J.01** Ligamentos

**J.01.a** La terminología empleada en las fórmulas y gráficas de este párrafo, se define a continuación:

**p** = Paso longitudinal de los agujeros para tubos (pulgadas).

**p<sub>1</sub>** = Longitud unitaria de ligamento (pulgadas).

**p<sup>2</sup>** = Paso diagonal de los agujeros para tubos (pulgadas).

**d** = Diámetro del agujero para tubo (pulgadas).

**n** = Número de agujeros para tubos en la longitud p<sub>1</sub>.

**J.01.b** Cuando una envolvente cilíndrica se perfora para colocar tubos paralelamente al eje de la envolvente prácticamente en toda la longitud de la misma, como se muestra en los grabados (a), (b) y (c) de la figura No J.112,

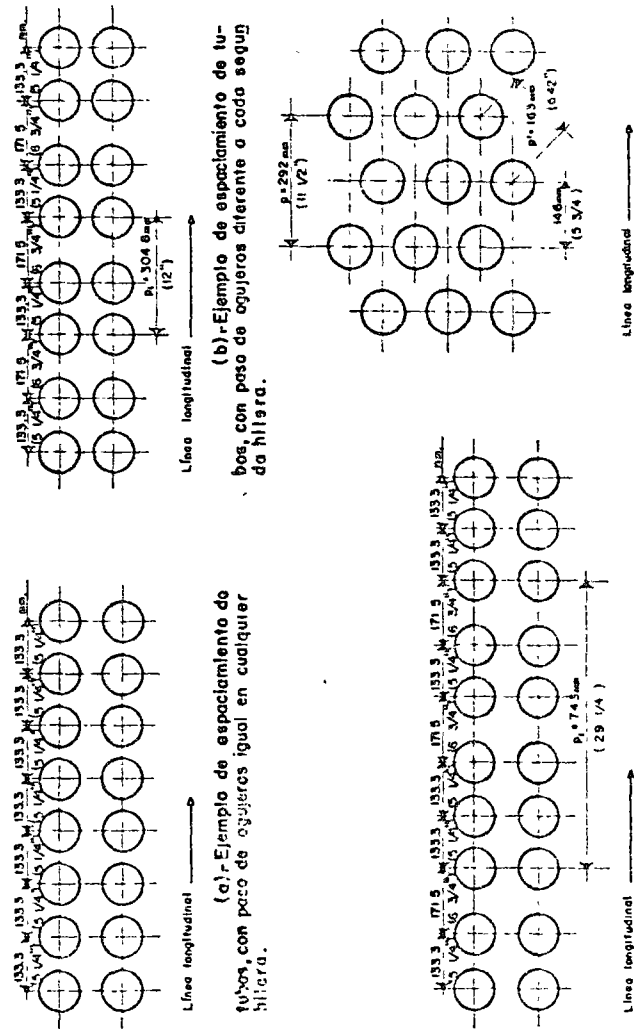


FIG. J.01 a

(d) Ejemplo de espaciamiento de tubos, con agujeros sobre las líneas diagonales.

(c) Ejemplo de espaciamiento de tubos, con paso de agujeros diferente a cada segunda y tercera hilera.

la eficiencia del ligamento entre los agujeros para los tubos se determinará como sigue:

J.01.b.1 Cuando el paso de los agujeros para tubos en cualquier hilera es equidistante, (ver grabado (a) de la fig. J.01.a), la fórmula es:

$$\text{Eficiencia del ligamento} = \frac{p_1 - nd}{p_1}$$

J.01.b.2 Cuando el paso de los agujeros para tubos en cualquier hilera es desigual, (ver grabado (b) y (c) de la fig. J.01.a), la fórmula es:

$$\text{Eficiencia del ligamento} = \frac{p_1 - nd}{p_1}$$

J.01.c La resistencia de los ligamentos entre los agujeros, medida circunferencialmente deberá ser por lo menos igual al 50% de la resistencia de los ligamentos de dimensiones similares tomada en una línea paralela de la envolvente cilíndrica.

J.01.d Cuando se perfora una envolvente cilíndrica para colocar tubos de manera que se formen ligamentos diagonales, como se muestra en el grabado (d) de la figura No. J.01.a, la eficiencia de dichos ligamentos será la mostrada en la gráfica de la figura No. J.01.b.

El paso de los agujeros para tubos deberá medirse en la placa antes de rolarse o sobre la línea de centros de la placa después de rolada.

Para usar el diagrama de la figura No. J.01.b, calcúlense los valores  $p^1/p_1$  y la eficiencia del ligamento longitudinal. Como paso siguiente, localice en el diagrama la línea vertical correspondiente a la eficiencia longitudinal del ligamento y siga esta línea hasta el punto donde se intersecta con la línea diagonal que represente la relación  $(p^1/p_1)$ .

Proyéctese dicho punto hacia la izquierda y léase la eficiencia diagonal del ligamento en la escala de la orilla del diagrama. El espesor de la envolvente y la presión máxima permisible de operación se basarán en el ligamento que tenga menor eficiencia.

J.01.e Cuando los agujeros para tubos en una envolvente cilíndrica se arreglan en grupos simétricos que

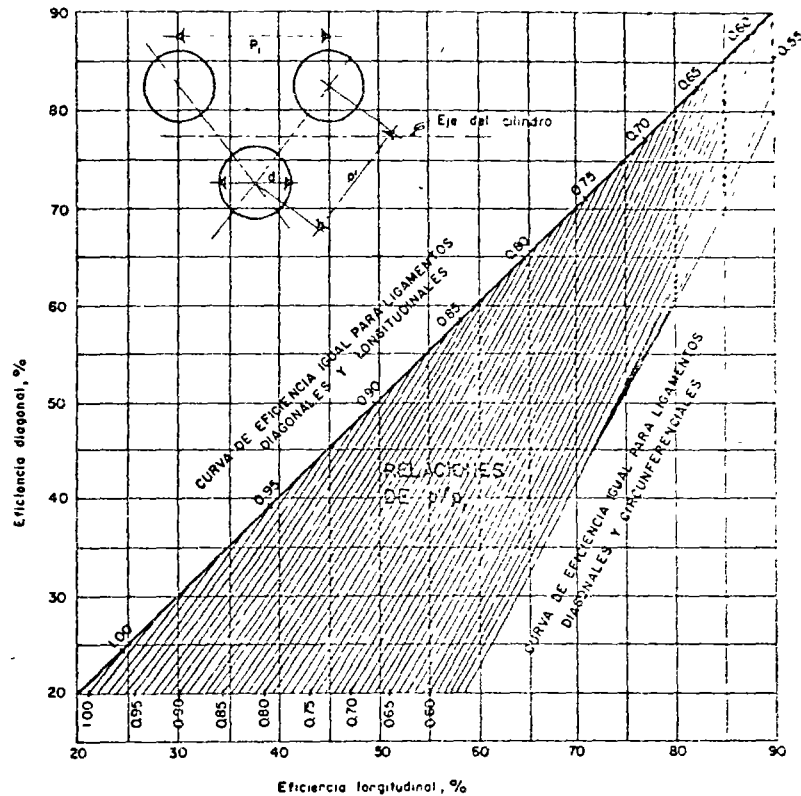


FIG. N° J 01. b - Diagrama para la determinación de la eficiencia de ligamentos diagonales y longitudinales entre agujeros para tubos en espejos cilíndricos

a una distancia mayor que el diámetro interior de la envolvente a lo largo de líneas paralelas al eje de la misma y se usa el mismo espaciamiento en cada grupo, la eficiencia para uno de los grupos no deberá ser menor que la eficiencia en la que se basa la presión máxima permitida de operación.

**J.01.f** La eficiencia promedio del ligamento en una envolvente cilíndrica en la que los agujeros para tubos se arreglan a lo largo de líneas paralelas al eje y con espaciamiento igual o desigual, deberá calcularse por medio de las siguientes reglas y deberá satisfacer los requisitos de ambas.

**J.01.f.1** Para una longitud igual al diámetro interior de la envolvente, en la posición en la que se tiene la menor eficiencia, dicha eficiencia, no deberá ser menor que aquella, en la que se base la presión máxima permisible de operación. Cuando el diámetro de la envolvente es menor de 1.524 m (60 pulg), la longitud que deberá tomarse al aplicar esta regla, deberá ser de 1.524 m (60 pulg).

**J.01.f.2** Para una longitud igual al radio interior de la envolvente, para la posición que da la menor eficiencia, la eficiencia no deberá ser menor que el 80% de aquella, en la que se base la presión máxima permisible de operación. Cuando el radio de la envolvente es mayor de 0.762 m (30 pulg), la longitud para la aplicación de esta regla deberá ser de 0.762 m (30 pulg).

**J.01.g** Para agujeros que no están en línea, colocados longitudinalmente a lo largo de una envolvente cilíndrica, deberán conservarse las reglas anteriores para el cálculo de la eficiencia, excepto que se deberá usar el ancho longitudinal equivalente de ligamentos diagonales. Para obtener el ancho equivalente, el paso longitudinal de los dos agujeros que tienen un ligamento diagonal se deberá multiplicar por la eficiencia del ligamento diagonal. La eficiencia que se usará para los ligamentos diagonales se da en la gráfica No. J.01.c.

**J.02** *Soportes*

**J.02.a** Todo, los recipientes deberán soportarse y sus miembros de soporte se deberán arreglar y/o fijar al mismo, de tal manera que se prevean las cargas máximas.

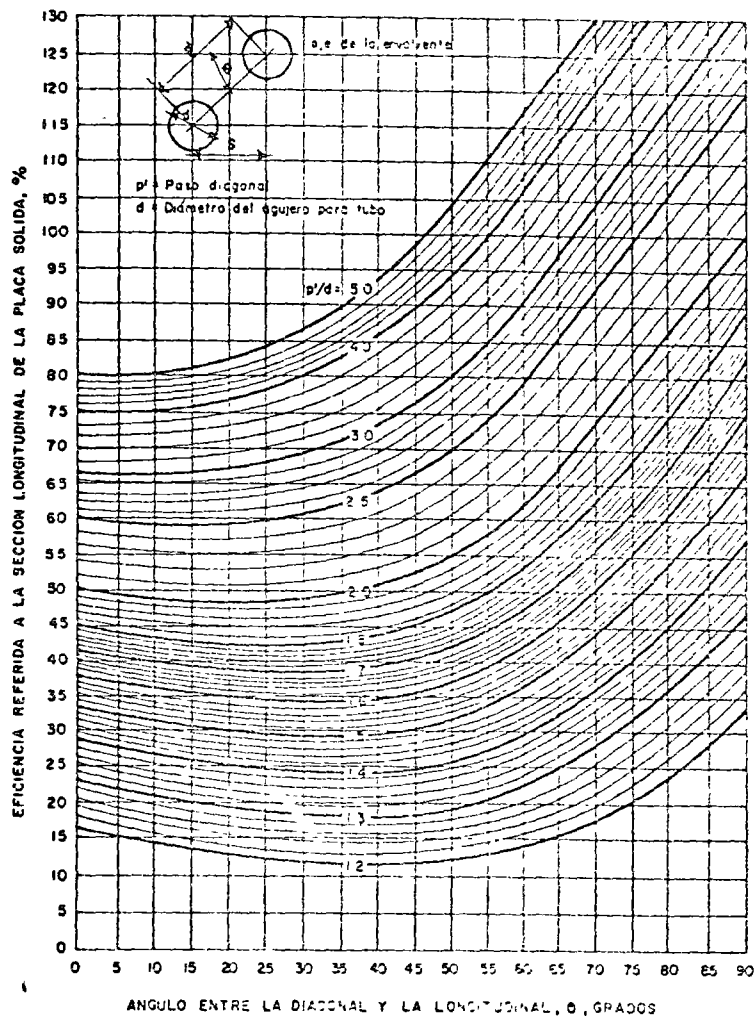


FIG. N° J.01.c - Diagrama para la determinación de la eficiencia de los ligamentos diagonales, en el caso de obtener la eficiencia longitudinal equivalente.

J.02.b En la fracción R.04 de esta norma, se dan reglas para el diseño de soportes.

J.03 Soportes para plataformas, escaleras marinas y otros, fijados a las paredes del recipiente

J.03.a Los soportes u orejas, deberán soldarse o atornillarse en el interior o exterior del recipiente para soportar escaleras marinas, plataformas, tubería y dispositivos para chaquetas de aislamiento. El material de los soportes u orejas, no necesariamente tiene que cumplir las especificaciones de materiales permitidas o aprobadas por esta norma, para los materiales a los cuales se fijarán dichas orejas; pero si estas se fijan al recipiente por medio de soldadura, el material deberá ser de una calidad tal, que pueda soldarse.

J.03.b La tubería exterior conectada a un recipiente a presión, deberá instalarse de manera que no sobre esfuerce la pared del recipiente.

## K REQUISITOS DE DISEÑO PARA RECIPIENTES SOLDADOS

### K.01 Generalidades

K.01.a Restricciones de servicio.

K.01.a.1 Cuando los recipientes sean diseñados para contener sustancias tóxicas o letales, ya sea en forma líquida o gaseosa, todas las juntas soldadas a tope se radiografiarán totalmente y cuando se fabriquen con aceros al carbono o de baja aleación, dichos recipientes se tratarán térmicamente después de la soldadura. La clasificación de las juntas estará de acuerdo con los siguientes párrafos. (Ver inciso K.01.b).

K.01.a.1.a Todas las juntas de categoría A, serán del tipo No. 1 de la tabla K.02.e.

K.01.a.1.b Todas las juntas de categoría B y C, serán del tipo No. 1 o 2, de la tabla K.02.e.

K.01.a.1.c Todas las juntas de categoría D, serán con soldadura de penetración completa que cubra el espesor total de la pared del recipiente o de la boquilla

K.01.a.2 Cuando los recipientes sean para operar a temperaturas abajo de  $-29^{\circ}\text{C}$  ( $-20^{\circ}\text{F}$ ) y se requieran pruebas de



impacto de acuerdo con el párrafo UG-84 de la Sección VIII Div. 1 del Código ASME para el material o para el metal de soldadura, las juntas de diferentes categorías, serán como sigue. (Ver inciso K.01.b).

- K.01.a.2.a Todas las juntas de categoría A, serán del tipo No. 1 de la tabla K.02.e, excepto para aceros inoxidable austeníticos al cromo-níquel tipo 504 que cumplan los requisitos del párrafo UHA-51 (b)(5) de la Sección VIII, Div. 1 del Código ASME, en los cuales se podrá usar juntas del tipo No. 2.
- K.01.a.2.b Todas las juntas de categoría B, serán del tipo No. 1 o 2 de la tabla K.02.e.
- K.01.a.2.c Todas las juntas de categoría C, serán con soldadura de penetración completa que cubra el espesor total de la junta.
- K.01.a.2.d Todas las juntas de categoría D, serán con soldadura de penetración completa que cubra el espesor total de pared del recipiente o de la boquilla.
- K.01.a.3 Los generadores de vapor no sujetos a fuego directo, con presiones de diseño mayores de 3.5 kg/cm<sup>2</sup> (50 lb/pulg<sup>2</sup>), tendrán todas las juntas de categoría A, (ver inciso K.01.b) de acuerdo con el tipo No. 1 de la tabla K.02.e, y todas las juntas de categoría B, de acuerdo con el tipo No. 1 o 2 de la tabla K.02.e. Todas las juntas soldadas a tope serán radiografiadas totalmente. Cuando los recipientes se fabriquen con aceros al carbono o de baja aleación, deberán tratarse térmicamente después de la soldadura. (Ver fracciones L.01.b y L.04).
- K.01.a.4 Los recipientes a presión sujetos a fuego directo, pueden construirse de acuerdo con esta norma y deberán cumplir los siguientes requisitos:
  - K.01.a.4.a Todas las juntas de categoría A, (ver inciso K.01.b) serán de acuerdo con el tipo No. 1 de la tabla K.02.e y todas las juntas de categoría B cuando el espesor sea mayor de 16 mm ( $\frac{5}{8}$  pulg), serán de acuerdo con el tipo No. 1 o 2 de la tabla K.02.e. No se permiten juntas del tipo No. 3 de la tabla K.02.e en las categorías A y B, en ningún espesor.
  - K.01.a.4.b Cuando en las juntas soldadas de acero al carbono (P-1),

el espesor es mayor de 16 mm ( $\frac{5}{8}$  pulg) y en todos los espesores de juntas de aceros de baja aleación (diferentes a los aceros P-1), será necesario tratarlas térmicamente después de la soldadura. Para todos los demás materiales en cualquier espesor, los requisitos de tratamiento térmico después de la soldadura estarán de acuerdo con los párrafos aplicables a los materiales en esta norma. Ver también los incisos L.01.b, L.04 y L.10.

- K.01.a.4.c El fabricante del recipiente pondrá a disposición de Petróleos Mexicanos los cálculos empleados para la determinación de la temperatura de diseño del recipiente. Se deberá aplicar lo estipulado en la fracción F.05, excepto a las partes a presión en el recipiente que tengan juntas diferentes a los tipos Nos. 1 y 2 de la tabla K.02.e, sujetas a radiación directa y/o a los productos de la combustión, las que se diseñarán para temperaturas no menores que las temperaturas máximas de la superficie metálica esperadas durante las condiciones de operación.
- K.01.b Categoría de las juntas soldadas.
  - K.01.b.1 El término categoría empleado en esta norma, define la localización de la junta en el recipiente, mas no el tipo de junta. Las categorías establecidas en este párrafo se usarán en cualquier parte de esta norma, para especificar los requisitos especiales referentes al tipo de junta y grado de inspección para ciertas juntas soldadas. Como estos requisitos especiales se basan en el servicio, material y espesor, no se aplican a todas las juntas soldadas, solamente se han incluido en las categorías aquellas juntas a las que se aplican requisitos especiales. Los requisitos especiales se aplicarán a las juntas de una determinada categoría, únicamente cuando específicamente así se establezca.
 

Las juntas incluidas en cada categoría, denominadas juntas tipo A, B, C y D, se describen en los siguientes párrafos. La fig. K.01.b ilustra las localizaciones típicas de las juntas incluidas en cada categoría.
  - K.01.b.1.a Categoría A. Juntas longitudinales soldadas en la envolvente principal, cámaras de comunicación, transiciones en diámetro o boquillas; toda junta soldada en una esfera, cabeza conformada o plana, o placas laterales de un recipiente de lados planos; juntas circunferenciales

soldadas que unen cabezas hemisféricas a envolventes principales, a transiciones en diámetro, o boquillas, o a cámaras de comunicación.

**K.01.b.1.b** Categoría B. Juntas circunferenciales soldadas en la envolvente principal, cámaras de comunicación, boquillas o transiciones en diámetro, incluyendo las juntas entre cualquiera de los extremos de la transición y un cilindro; juntas circunferenciales soldadas que unen cabezas conformadas diferentes a las hemisféricas, con las envolventes principales, a transiciones en diámetro, a boquillas, o a cámaras de comunicación.

**K.01.b.1.c** Categoría C. Juntas soldadas que unen bridas, traslapes Van Stone, espejos o cabezas, planas con la envolvente principal, con cabezas conformadas, con transiciones en diámetro, boquillas, o cámaras de comunicación; toda junta soldada que conecte una placa lateral con otra igual en recipientes de paredes planas.

**K.01.b.1.d** Categoría D. Juntas soldadas que unen cámaras de comunicación, o boquillas con la envolvente principal, con esferas, con transiciones en diámetro, con cabezas, o con recipientes de paredes planas, y aquellas juntas que unen boquillas con cámaras de comunicación. (Para boquillas en el extremo pequeño de una transición de diámetros, véase la categoría B).

**K.01.b.2** Cuando se requieran juntas soldadas a tope, en cualquier parte de esta norma, para Categoría B, toda junta en ángulo que une la transición en diámetro a un cilindro, se considerará que cumple con este requisito, siempre y cuando el ángulo  $\alpha$  (ver figura K 01.b) no sea mayor de  $30^\circ$ . Todos los requisitos pertenecientes a una junta soldada a tope, se aplicarán a la junta en ángulo.

**K.02** *Diseño*

**K.02 a** Generalidades.

Las reglas de los párrafos siguientes se aplican específicamente al diseño de recipientes a presión y partes de recipientes que se fabriquen con soldadura y se usarán conjuntamente con los Requisitos Generales de Diseño de la Cláusula F y con los requisitos particulares dados en esta norma.

**K.02 b** Diseño de juntas soldadas.

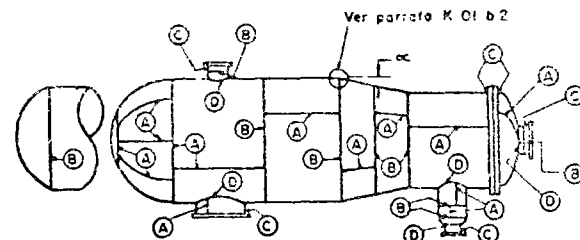


FIG. N° K.01 b. - Ilustración de localización de las juntas soldadas típicas, categorías A, B, C y D.

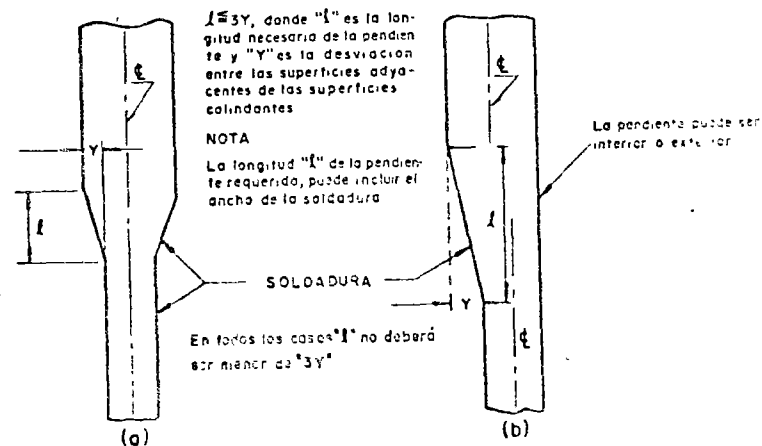


FIG N° K 02.b. - Soldadura a tope de placas con espesores diferentes

- K.02.b.1** Tipos permisibles: Los tipos de juntas soldadas permisibles en el proceso de soldadura con gas o con arco, se enlistan en la tabla K.02.e, junto con las limitaciones de espesor de la placa para cada tipo. Las juntas a tope, únicamente se permiten en los procesos de soldadura a presión.
- K.02.b.2** Soldaduras en ranura. Las dimensiones y forma de los extremos que se van a unir, deberán ser tales que permitan la fusión y penetración completa de la junta. La calificación del procedimiento de soldadura, como se pide en el párrafo UW-28 de la Sección VIII Div. 1 del Código ASME, es aceptable como prueba de que el procedimiento de soldadura en ranura es satisfactorio.
- K.02.b.3** Transiciones cónicas. En juntas que tienen diferencias en espesores de más de  $\frac{1}{4}$  de la sección más delgada, o más de 3.2 mm ( $\frac{1}{8}$  pulg), la que sea menor, se deberá estipular una transición cónica que tendrá una longitud mínima de 3 veces la diferencia de espesores de las superficies adyacentes de las secciones colindantes como se muestra en la figura K.02.b. La transición puede hacerse por medio de cualquier proceso que asegure una conicidad uniforme.  
Cuando la transición esté formada con metal de soldadura adicional y ésta se deposite fuera de los límites de la soldadura resistente, dicha soldadura adicional deberá cumplir los requisitos del párrafo UW-42 de la Sección VIII Div. 1 del Código ASME.  
La soldadura puede estar parcial o totalmente sobre la sección cónica, o adyacente a ella. Este párrafo también se aplica donde hay una reducción en espesor dentro de una envolvente esférica o cilíndrica, y también al cono en una junta de Categoría A dentro de una cabeza conformada. Las previsiones para los conos de las juntas circunferenciales a tope que unen cabezas conformadas con las envolventes principales, están contenidas en el párrafo K.02.l.
- K.02.b.4** En los recipientes que tengan dos o más anillos, los centros de las soldaduras longitudinales de los anillos adyacentes se deberán escalonar o separar una distancia mínima de cinco veces el espesor de la placa más gruesa, a excepción de cuando se radiografian 102 mm (4 pulg) de cada lado de las intersecciones soldadas.

- K.02.b.5** Juntas a traslape. Para juntas de este tipo, la superficie traslapada será como mínimo cuatro veces el espesor de la placa interior, excepto lo previsto para cabezas en el inciso K.02.f.
- K.02.b.6** Juntas soldadas sujetas a esfuerzos flexionantes. Excepto donde se permitan detalles específicos, se deberá adicionar soldadura de filete donde sea necesario para reducir la concentración de esfuerzos. Las juntas en esquina con soldaduras de filete no deberán usarse, a menos que las placas que forman la esquina estén soportadas independientemente de dichas soldaduras (ver inciso K.02.k).
- K.02.c** Tratamiento térmico después de la soldadura.  
Los recipientes a presión y partes de recipientes a presión, deberán tratarse térmicamente después de la soldadura como se indica en el párrafo UW-40 de la Sección VIII Div. 1 del Código ASME, cuando dicho tratamiento térmico es requisito de los materiales a emplear.
- K.02.d** Inspección radiográfica.
- K.02.d.1** Radiografía total. Las siguientes juntas soldadas, deberán examinarse radiográficamente en su longitud total, de acuerdo con el método descrito en el párrafo UW-5 de la Sección VIII Div. 1 del Código ASME.  
Bajo las reglas de este párrafo, una sección de recipiente sin costura, o cabeza, se considera como equivalente a una parte soldada de la misma geometría, en la cual todas las soldaduras de Categoría A, son del tipo No. 1 y deberán ser radiografiadas de la manera descrita en el párrafo UW-51 de la Sección VIII Div. 1 del Código ASME.
- K.02.d.1.a** Todas las juntas a tope en recipientes usados para contener sustancias tóxicas o letales (ver párrafo K.01.a.1)
- K.02.d.1.b** Todas las juntas a tope en placas o paredes del recipiente donde el espesor de la placa o pared del recipiente en la junta soldada es mayor de 38 mm ( $1\frac{1}{2}$  pulg), o sean mayores que los espesores mínimos prescritos para cada clase de material.
- K.02.d.1.c** Todas las juntas a tope en los generadores de vapor no sujetos a fuego directo, cuando la presión de diseño es mayor de 3.5 kg/cm<sup>2</sup> (50 lb/pulg<sup>2</sup>). (Ver párrafo K.01.a.3).

K.02.d.1.d Todas las juntas a tope en boquillas, cámaras de comunicación, etc., fijadas a secciones de recipientes o cabezas en que se requiera sean totalmente radiografiadas, de acuerdo con los párrafos K.02.d.1.a, K.02.d.1.b, K.02.d.1.c, o K.02.d.1.e, excepto las juntas soldadas a tope de categoría B y C en boquillas y cámaras de comunicación que no excedan de 254 mm (10 pulg) de diámetro nominal de tubería, y 28.6 mm (1 $\frac{1}{8}$  pulg) de espesor de pared.

K.02.d.1.e Todas las juntas soldadas a tope de Categoría A y D en secciones de recipientes y cabezas, donde el diseño de la parte se basa en la eficiencia de la junta, permitida por el párrafo K.02.e.1, en cuyo caso:

1. Todas las soldaduras de Categoría A o B que conectan secciones de recipientes o cabezas, serán del tipo No. 1 o 2, de la tabla K.02.e.
2. Toda soldadura a tope de Categoría B y C, (excluyendo las soldaduras a tope de categoría B y C en boquillas y cámaras de comunicación que excedan de 254 mm (10") de diámetro nominal de tubería y de 29.5 mm (1 $\frac{1}{8}$ ") de espesor de pared), que no requieran ser radiografiadas totalmente de acuerdo con los párrafos K.02.d.1 (a), (b), (c) o (d), deberá cumplir, como requisito mínimo, el radiografiado parcial. Este radiografiado parcial consiste de una inspección radiográfica de 152.4 mm (6 pulg) de longitud de soldadura, seleccionada al azar y de una inspección similar de cualquier intersección de la soldadura, con todas las soldaduras de Categoría A, en cualquiera de las secciones conectadas. Para inspecciones parciales de soldadura, los estándares aceptables deben ser los especificados en el párrafo UW-51 de la Sección VIII Div. I del Código ASME para radiografías totales.

K.02.d.2 Radiografía intermitente. Las juntas soldadas a tope, hechas de acuerdo con los tipos Nos. 1 o 2 de la tabla K.02.e, que no requieran radiografiarse totalmente de acuerdo con el párrafo K.02.d.1, deberán inspeccionarse intermitentemente, de acuerdo con el párrafo UW-52 de la Sección VIII Div. I del Código ASME, excepto como se describe en el párrafo K.02.d.3.

Nota: Este requisito específico, radiografía intermitente para soldaduras a tope de los tipos No. 1 o 2 que

se usan en un recipiente, pero no excluyen el uso de soldaduras de filete y/o en esquina, permitidos en otros párrafos, tales como las fijaciones para boquillas, entradas de hombres, tirantes soldados, cabezas planas, etc. Los cuales no necesitan radiografiado intermitente.

K.02.d.3 Sin radiografía. Excepto cuando lo requiera el párrafo K.02.d.1, ninguna inspección radiográfica requieren las juntas soldadas, cuando el recipiente o parte del recipiente se diseña únicamente para presión externa, o cuando el diseño del recipiente está de acuerdo con el párrafo K.02.e.3.

K.02.e Eficiencias de las juntas.

La tabla K.02.e, da la eficiencia "E" de la junta, que se usará en las fórmulas de esta norma para juntas elaboradas por un proceso de soldadura con arco o gas. La eficiencia de las juntas depende de su tipo y de su grado de inspección.

K.02.e.1 Un Valor de E, no mayor que el dado en la primera columna de la tabla K.02.e, deberá usarse en los cálculos de diseño para juntas soldadas a tope totalmente radiografiadas (ver párrafo K.02.d.1).

K.02.e.2 Un valor de E, no mayor que el dado en la segunda columna de la tabla K.02.e, deberá usarse en los cálculos de diseño para juntas soldadas a tope en recipientes o partes de recipientes que se inspeccionan por radiografía intermitente de acuerdo con los requisitos de los párrafos K.02.d.2, y para cálculos de esfuerzos longitudinales, cuando el radiografiado parcial se utiliza bajo las reglas del párrafo K.02.d.1 e.

Las juntas a tope con Categoría B, C, o D, para secciones de recipientes y cabezas sin costura que son radiografiadas intermitentemente de acuerdo con el párrafo K.02.d.2, deberán diseñarse, usando un valor del esfuerzo de 85% del esfuerzo permisible prescrito en la cláusula E para un material dado.

TABLA K.02 e EFICIENCIA MÁXIMA PERMISIBLE DE LAS JUNTAS SOLDADAS CON ARCO Y GAS

Tipo No.	Descripción del tipo de junta	Limitaciones	INMP BADI-KAYLA		
			Total (1)	Inferior (2)	Superior (3)
1	Junta a tope como las obtenidas por doble soldadura o por otras medidas en las cuales se obtenga la misma calidad de metal de soldadura depositada en el interior y exterior de las superficies por soldar, para cumplir los requisitos del párrafo UW-35 de la Sec. VIII Div del Código ASME. Se excluyen las soldaduras que usen tiras perma-nentes de traspalo	Ninguna	1.00	0.85	0.70
2	Junta a tope con soldadura sencilla y con tiras de traspalo diferentes a las incluidas en el tipo No. 1	(a) Ninguna, excepto las de (b) (b) Soldadura a tope con una placa únicamente para juntas circunferenciales. Ver párrafo K.02.f.3 y grabado (A) de la fig. K.02.f.1	0.90	0.80	0.65
3	Junta a tope con soldadura sencilla, sin usar tiras de traspalo	Única excepto para juntas circunferenciales con espesor máximo de 16 mm (5/8") y un diámetro exterior máximo de 610 mm (24")	0.90	0.80	0.65
4	Junta traspalada con doble filete completo de soldadura	Para juntas longitudinales con espesor máximo de 9.5 mm (3/8") y para juntas circunferenciales con un espesor máximo de 16 mm (5/8")	—	—	0.55
5	Junta traspalada con filete sencillo completo de soldadura y con soldadura de tapón de acuerdo con el párrafo K.02.f	(a) En juntas circunferenciales para fijación de cabezas con un diámetro exterior máximo de 610 mm (24"), a envoltorios con espesor máximo de 12.7 mm (1/2") (Ver tabla 4) (b) Juntas circunferenciales para la fijación de chaquetos a envoltorios con espesor nominal máximo de 16 mm (5/8") y donde la distancia desde el centro de la soldadura de tapón al extremo de la placa es como mínimo 1 1/2 veces el diámetro del agujero para el tapón	—	—	0.50
6	Junta traspalada sin soldadura de tapón y con filete completo de soldadura	(a) Para la fijación de cabezas con presión sobre el lado convexo a envoltorios con espesor máximo requerido de 16 mm (5/8"), únicamente sobre soldadura de filete en el interior de la envoltorio (b) Para la fijación de cabezas con presión sobre cualquier lado, a envoltorios con diámetro interior máximo de 610 mm (24") y espesor mínimo requerido de 6 mm (1/4") y únicamente con soldadura de filete en el exterior de la ceja recta de la cabeza	—	—	0.45

(1) Ver párrafo K.02.e.1 de esta norma y UW-91 de la Sección VIII Div. 1 del Código ASME.

(2) Ver párrafo K.02.e.2 de esta norma y UW-92 de la Sección VIII Div. 1 del Código ASME.

(3) Para efectuar la reducción básica al esfuerzo permisible, requerido por esta norma para recipientes soldados que no se inspeccionan radiográficamente, la máxima eficiencia permisible de las juntas mostradas en esta columna, será la eficiencia de la junta soldada multiplicada por 0.80 y redondeada al 0.05 más cercano (Ver párrafo K.02.e.3)

(4) Las juntas que fijan cabezas hemisféricas a envoltorios, están excluidas.

K.02.e.3 . Un valor de E, no mayor que el dado en la tercera columna de la tabla K.02.e, deberá usarse en los cálculos de diseño para juntas soldadas en recipientes que no se inspeccionen ni por radiografía total ni por radiografía intermitente; siempre y cuando, en todos los cálculos de diseño se emplee un valor del esfuerzo igual al 80% del valor del esfuerzo permitido en las tablas de los materiales correspondientes, excepto para los esfuerzos  $S_a$ ,  $S_b$ ,  $S_t$  y  $S_n$ , usados en el diseño de bridas y definidos en la fracción H.01.g. o para el cálculo del espesor de superficies apoyadas y reforzadas de las fórmulas (1) y (2) del inciso 1.01 a.

K.02.e.4 Un valor de E, no mayor de 0.80, puede usarse en las fórmulas de esta norma para juntas terminadas por medio de soldadura de forja o cualquier otro proceso de soldadura por presión, de acuerdo con el párrafo UW-27 (2) de la Sección VIII Div. 1 del Código ASME, siempre y cuando esté permitido el uso del proceso de soldadura en las reglas de esta norma, para el material que se está soldando.

K.02.f Detalles de fijación.

K.02.f.1 Generalidades.

K.02.f.1.a Las cabezas conformadas elípticas, torisféricas y de otros tipos, con presión sobre el lado cóncavo o convexo, deberán tener una ceja recta integral, con la longitud mínima igual a la mostrada en la figura K.02.f.1. Las cabezas que se fijan por dentro o sobre la envoltorio, deberán tener un ajuste-guia antes de la soldadura.

K.02.f.1.b Se deberá hacer una transición cónica con una longitud mínima igual a 3 veces la diferencia de espesores de las superficies colindantes a tope, como se muestra en los grabados (1) y (m) de la figura K.02.f.1 entre las cabezas conformadas y envoltorios que difieren en espesores más de 1/4 del espesor de la sección más delgada, o más de 3.2 mm (1/8 pulg), el que sea menor.

Cuando una transición sea necesaria sobre cualquier cabeza conformada más gruesa que la envoltorio, y se diseña para que sean soldadas a tope, (grabados (n) y (o) de la figura K.02.f.1), la ceja recta deberá ser lo suficientemente larga para que la longitud de transición requerida no rebase la línea de tangencia.

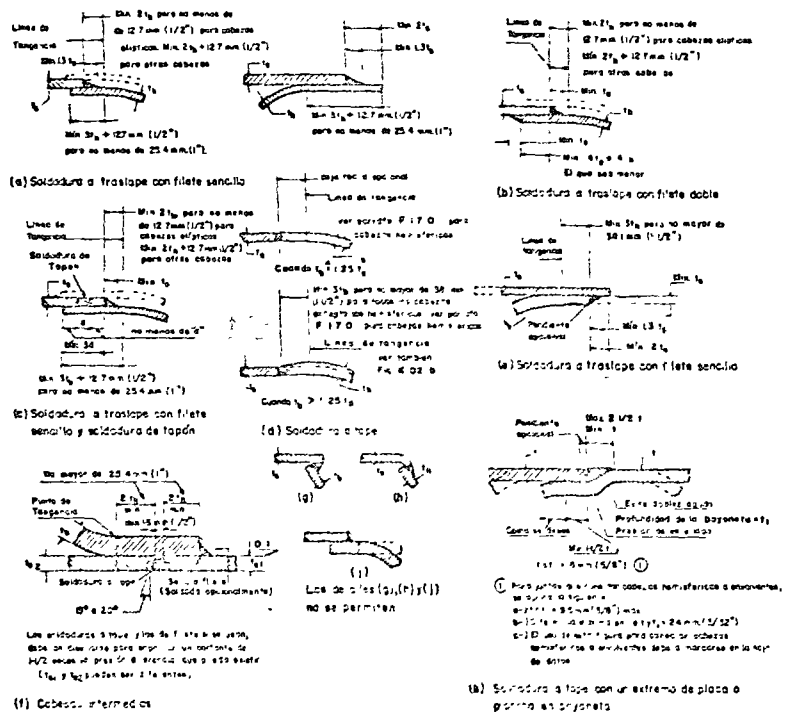
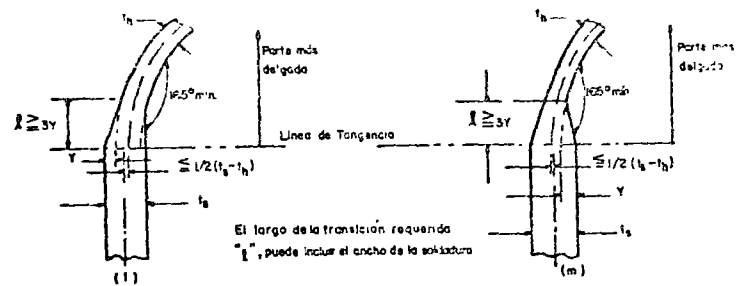
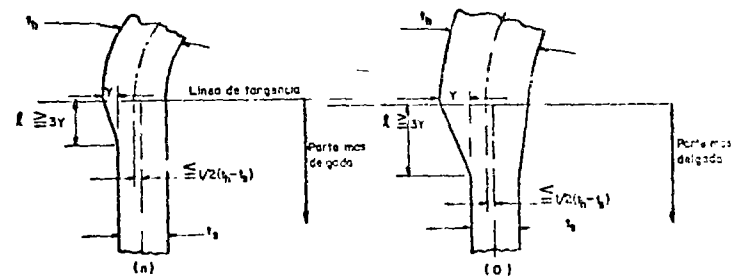


Fig N° K.02.11 - FIJACION DE CABEZAS A ENVOLTENTES  
(PARA LIMITACIONES VEASE TABLA K.02.e)



- En todos los casos, el largo de la transición proyectada " $l$ "  $\geq 3Y$
- La línea de centros de la plancha de la envoltente puede quedar en cualquier lado de la línea de centros de la plancha de la cabeza



- En todos los casos  $l \geq 3Y$ , cuando  $t_1 > 12.5t_2$ , la longitud mínima de la caja recta es de  $3t_1$  pero no necesariamente mayor de  $33 \text{ mm } (1 1/4")$  excepto cuando sea necesario para cumplir con la longitud mínima de la transición
- Cuando  $t_1 \leq 12.5t_2$ , la longitud de la caja recta debe ser suficiente para cumplir con la transición requerida
- La longitud de la transición requerida " $l$ ", puede incluir el ancho de la soldadura
- La línea de centros de la plancha de la envoltente puede quedar en cualquier lado de la línea de centros de la plancha de la cabeza

FIG N° K.02.11 - FIJACION DE CABEZAS A ENVOLTENTES

Cuando la transición esté formada con metal de soldadura adicional y éste se deposite fuera de los límites de la soldadura resistente, dicho metal de soldadura deberá cumplir los requisitos del párrafo UW-42 de la sección VIII Div. 1 del Código ASME.

- K.02.f.2** Las cabezas intermedias, sin limitación de espesor, del tipo mostrado en el grabado (f) de la Fig. K.02.f.1, pueden usarse para todos los tipos de recipiente, siempre y cuando, el diámetro exterior de la ceja recta de la cabeza tenga un ajuste preciso con el interior de los extremos que se traslapen, en la longitud adyacente del cilindro. Esta construcción también puede usarse para cabezas terminales cuando el espesor de la sección de la envolvente del recipiente sea de 16 mm ( $\frac{5}{8}$  pulg) como máximo.
- K.02.f.3** Las cabezas con presión sobre el lado cóncavo pueden fijarse a las envolventes, usando una soldadura a tope con una placa doblada en bayoneta como se muestra en el grabado (k) de la Fig. K.02.f.1. La bayoneta deberá ser suave y simétrica y no deberá maquinarse ni reducirse de espesor. Deberá existir un ajuste fuerte y uniforme con la sección compañera en la raíz de la soldadura.
- K.02.f.4** Los requisitos para la fijación de cabezas planas sin reforzar, soldadas a las envolventes, se dan en los párrafos F.19., K.02.f.5 y K.02.f.6.
- K.02.f.5** Cuando las envolventes, cabezas u otras partes a presión se sueldan a una placa forjada o rolada para formar una junta en esquina como en la Fig. K.02.f.2, la junta deberá cumplir los siguientes requisitos:
- K.02.f.5.a** En la sección transversal de la junta soldada, la línea de fusión entre el metal de soldadura y la placa rolada, o forjada, deberá proyectarse hacia ambos planos, paralelo y perpendicular de la superficie de la placa que se fija, con objeto de determinar las dimensiones (a) y (b) respectivamente. (Ver figura K.02.f.2).
- K.02.f.5.b** Para anillos de brida en conexiones bridadas atornilladas, y para cabezas planas y espejos sin soportar, que tengan agujeros para conexiones bridadas y atornilladas, la suma de (a) y (b), deberá ser como mínimo, 3 veces el espesor nominal de pared de la parte a presión colindante.
- K.02.f.5.c** Para espejos soportados que tengan agujeros para conexión bridada y atornillada, la suma de (a) y (b) deberá ser como mínimo, 2 veces el espesor nominal de pared de la parte a presión colindante. Un espejo soportado se define como aquél del cual, el 80% de la carga por presión está soportada por los tubos, tirantes, o refuerzos.
- K.02.f.5.d** Para otros componentes, la suma de (a) y (b) deberá ser como mínimo, 2 veces el espesor nominal de pared de la parte a presión colindante. Ejemplos de dichos componentes son: Cabezas planas, espejos soportados y sin soportar, sin agujeros para conexión bridada y atornillada, y las placas laterales de recipientes rectangulares.
- K.02.f.5.e** Las otras dimensiones en la junta, deberá estar de acuerdo con los detalles mostrados en la Fig. K.02.f.2.
- K.02.f.5.f** Las juntas detalladas que tengan una dimensión de un extremo a otro de la misma, menor que el espesor de la envolvente, cabeza u otra parte a presión, o que se efectúe una fijación excéntrica a ella, no se permiten. (Ver grabados (o), (p) y (q) de la figura K.02.f.2).
- K.02.f.6** Los mamelones o cubos para soldar a tope con la envolvente, cabeza, u otra parte a presión adyacente, como espejos y cabezas planas con cubos como en la Fig. K.02.f.3, no deberán maquinarse de placa rolada. La parte componente que tenga el cubo o mamelón deberá ser forjada de manera que se suministre en el cubo o mamelón la resistencia mínima a la tensión total especificada, así como la elongación total especificada para el material, en una dirección paralela al eje del recipiente. En ningún caso, la altura del cubo o mamelón será menor de 1.5 veces el espesor de la parte a presión a que se suelda éste.
- K.02.g** Aberturas sobre las soldaduras, o adyacentes a estas.
- K.02.g.1** Cualquier tipo de abertura que cumpla los requisitos de refuerzo dados en el párrafo G.02, puede localizarse sobre una junta soldada.
- K.02.g.2** Las aberturas dentro de los límites dados en el párrafo G.01.c.3 que no cumplan totalmente los requisitos para refuerzo de la fracción G.02, pueden localizarse en la junta cabeza-envolvente o cualquier otra junta circunfe-

rencial, siempre y cuando la soldadura cumpla los requisitos radiográficos del párrafo UW-51 (i), de la Sección VIII Div. 1 del Código ASME, para una longitud igual a 3 veces el diámetro de la abertura y con el centro del agujero a la mitad de la longitud. Los defectos que se eliminen totalmente en el corte del agujero, no deberán considerarse para la aceptabilidad de la soldadura.

**K.02.g.3** Cuando más de dos aberturas que no requieran elementos de refuerzo adicional de acuerdo con el párrafo G.01.c.3, estén sobre una junta soldada, los requisitos para la junta y eficiencia del ligamento, deberán cumplirse, o las aberturas deberán reforzarse de acuerdo con las fracciones G.02 y G.07.

**K.02.g.4** Las aberturas en placas sólidas que no requieran elementos de refuerzo adicional, de acuerdo con el párrafo G.01.c.3, no deberán localizarse más cerca de 12.7 mm ( $1/2''$ ) de la orilla de una soldadura en una junta principal en placas de 30 mm ( $1 1/2''$ ) de espesor o menores, excepto cuando la soldadura adyacente satisface los requisitos del párrafo K.02.g.2.

**K.02.h** Conexiones soldadas.

**K.02.h.1** Las boquillas, las conexiones, y sus refuerzos deben fijarse a los recipientes a presión por medio de soldadura de arco o gas. Se deberá suministrar suficiente soldadura sobre cualquier lado de la línea, a través del centro de la abertura, paralela al eje longitudinal de la envolvente para mejorar la resistencia de las partes de refuerzo (corte o tensión en la soldadura, la que sea aplicable) como se prescribe en la fracción K.06. La resistencia de las soldaduras de ranura deberá basarse en el área sujeta a corte o tensión. La resistencia de las soldaduras de filete se basará en el área sujeta al corte (calculada sobre el lado de menor dimensión). El diámetro interior de una soldadura de filete debe utilizarse para calcular su longitud.

**K.02.h.2** Valores del esfuerzo para el metal de soldadura. Los valores permisibles del esfuerzo para soldaduras de ranura y de filete, en porciento de los valores del esfuerzo del material del recipiente, son los siguientes:

Soldadura de ranura (tensión)	74%
Soldadura de ranura (corte)	60%
Soldadura de filete (corte)	43%

**K.02.h.3** Las placas de refuerzo y silletas de boquillas fijadas al exterior de un recipiente, por lo menos, deberán suministrarse con un agujero de aviso (diámetro máximo 6.3 mm ( $1/4''$ ) de rosca para tubería), que pueda conectarse para hacer una prueba neumática y revisarse con jabonadura la hermeticidad de las soldaduras que sellan el interior del recipiente. Estos agujeros de aviso pueden dejarse abiertos o pueden taponarse cuando el recipiente esté en servicio. Si los agujeros se taponan, el material del tapón no deberá soportar la presión entre la placa de refuerzo y la pared del recipiente.

**K.02.i** Requisitos mínimos para soldaduras de fijación.

**K.02.i.1** Generalidades. La localización y tamaño mínimo de las soldaduras de fijación de boquillas y otras conexiones, deberán cumplir los requisitos de este párrafo, además de los cálculos de resistencia del inciso K.02.h.

**K.02.i.2** Símbolos. Los símbolos usados en este párrafo y en las figuras K.02.i.1 y K.02.i.2, se definen a continuación:

$t$  = Espesor nominal de la envolvente del recipiente, o cabeza, menos la tolerancia para corrosión, mm (pulg).

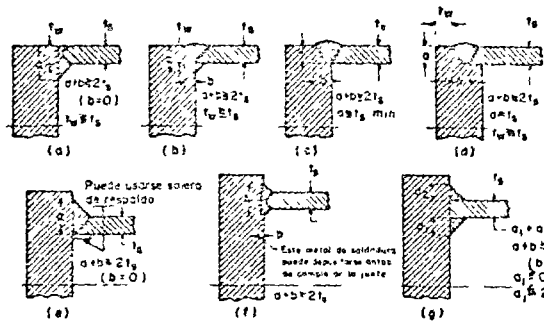
$t_n$  = Espesor nominal de la pared de la boquilla menos la tolerancia para corrosión, mm (pulg).

$t_w$  = Dimensión de las soldaduras de fijación con penetración parcial, (filete, ranura sencilla, o J sencilla), medida como se muestra en la figura K.02.i.1, mm (pulg).

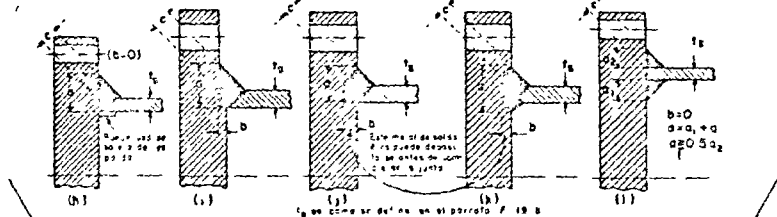
$t_e$  = Igual o mayor que el menor de los siguientes: 6.3 mm ( $1/4$  pulg), o  $0.7 t_{min}$ ; (las soldaduras de esquinas interiores, pueden limitarse posteriormente por una menor longitud de la proyección de la pared de la boquilla hacia el interior de la pared del recipiente).

$t_{min}$  = El menor de: 19 mm ( $3/4$  pulg), o el espesor, menos la tolerancia para corrosión de la raíz del filete, ranura sencilla, o J sencilla mm (pulg).



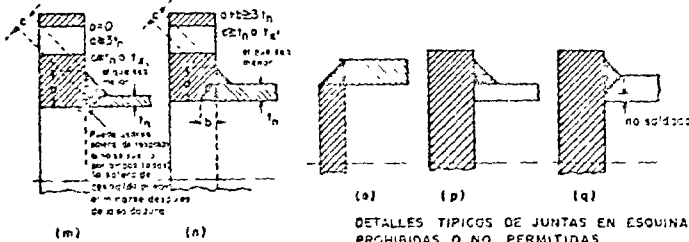


DETALLES TÍPICOS DE CABEZAS PLANAS SIN REFORZAR, ESPESOS SIN BRIDA PARA ATORNILLAR SOPORTADOS Y SIN SOPORTE Y PLACAS LATERALES DE RECIPIENTES RECTANGULARES (Para cabezas planas sin reforzar ver párrafo F 19,  $t_2$  como se define en el párrafo F 19 b)



DETALLES TÍPICOS DE ESPESOS SOPORTADOS Y SIN SOPORTE CON BRIDAS PARA ATORNILLAR

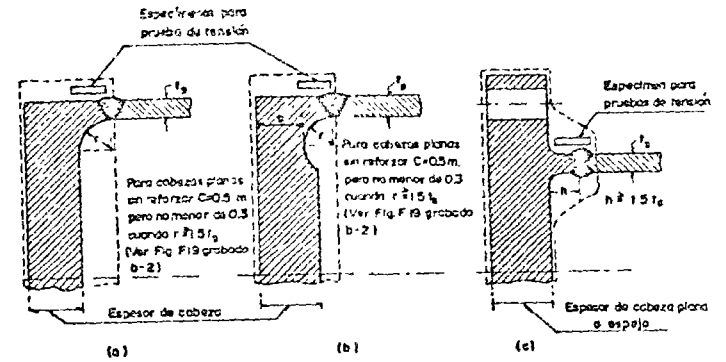
Para espesos con bridas  $a \geq 2t_1$ ,  $a \geq 2t_1$ ,  $a \geq 2t_1$ , el que sea menor  
 Para espesos sin soporte  $a \geq 2t_1$ ,  $a \geq 2t_1$ ,  $a \geq 2t_1$ , el que sea menor  
 $t_2 \geq t_1$ , en caso de definirse en el párrafo F 19 b  
 Ver párrafo K 02.5 para la definición de espesos soportados



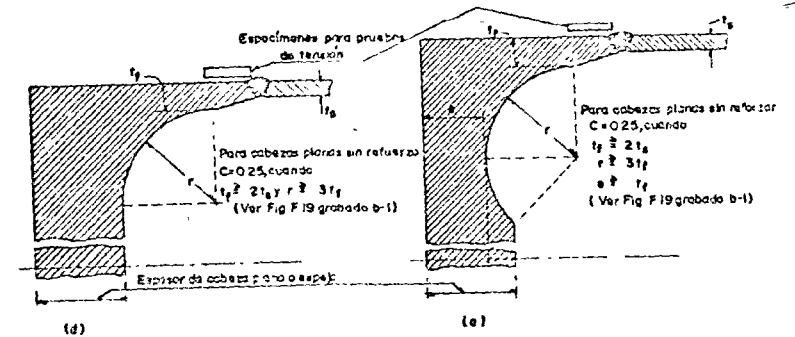
DETALLES TÍPICOS DE JUNTAS EN ESQUINA PROHIBIDAS O NO PERMITIDAS

DETALLES TÍPICOS DE CONEXIONES BRIDAS PARA ATORNILLAR  
 $c_1$  y  $t_2$  son como se definen en el párrafo H C 1 g

FIG N° K 02 f 2. - Fijación de partes sujetas a presión a placas para formar una junta en esquina



DETALLES TÍPICOS DE CABEZAS PLANAS CON REFORZAR ESPESOS SIN BRIDA PARA ATORNILLAR SOPORTADOS Y SIN SOPORTE Y PLACAS LATERALES DE RECIPIENTES RECTANGULARES



NOTA  
 Los especímenes de prueba pueden localizarse en el interior o exterior del mamelón forjado  
 DETALLES TÍPICOS DE PARTES A PRESIÓN CON MAMELONES SOLDADOS A TOPE  
 (NO SE PERMITE QUE SE MAGUEN DE PLANCHAS ROLADAS)

Fig N° K.02.f 3

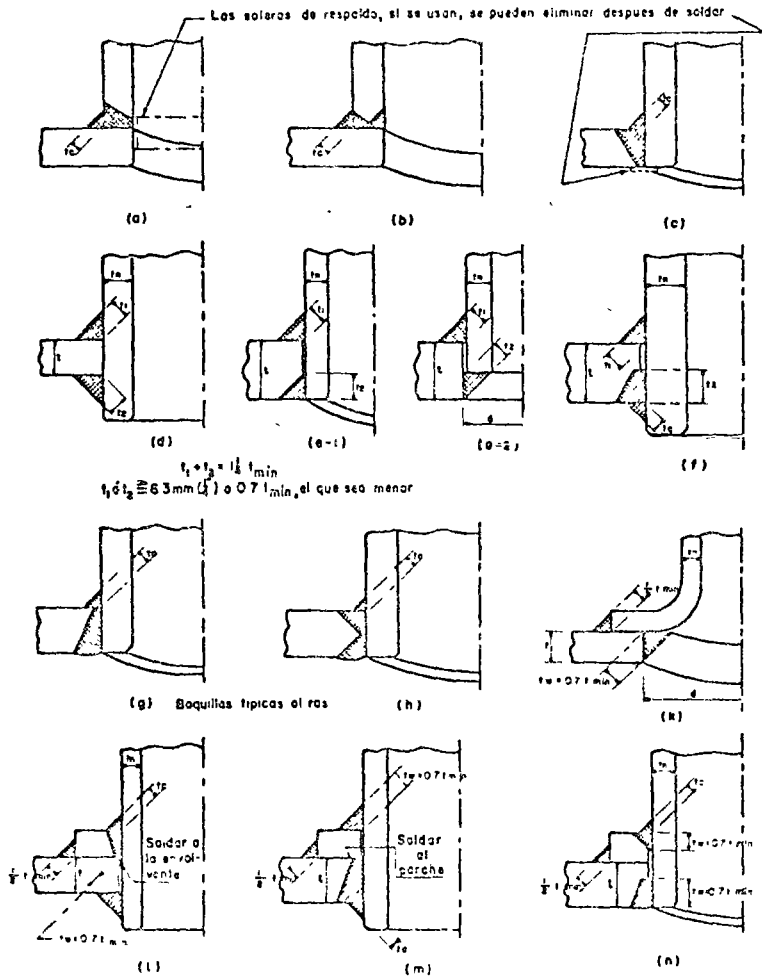


FIG. N° K 02 1.1 - Algunos tipos adaptables de boquillas y otras conexiones soldadas a envolturas, tambores y cabezales.

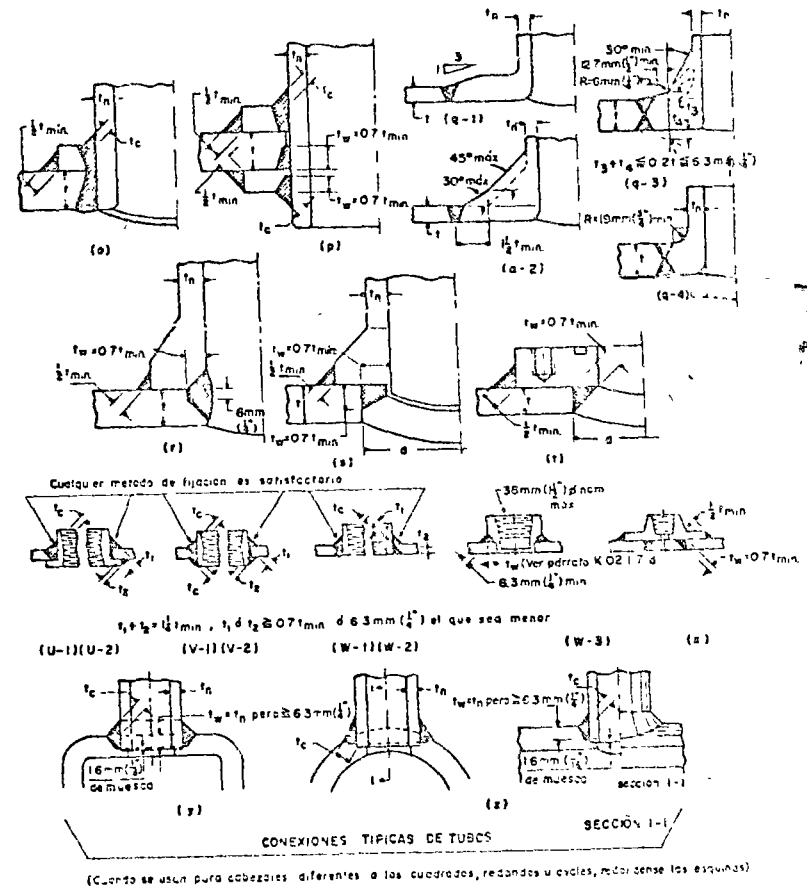
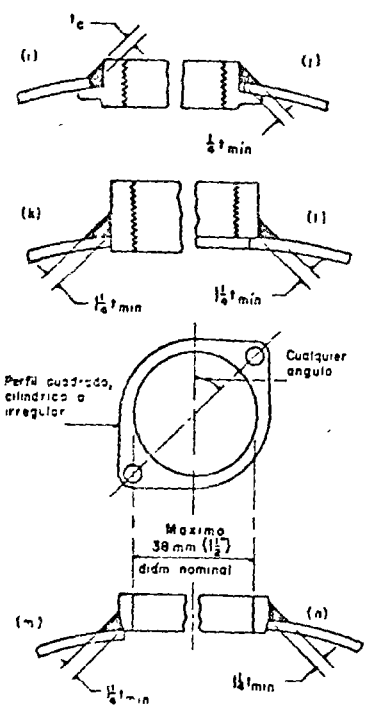
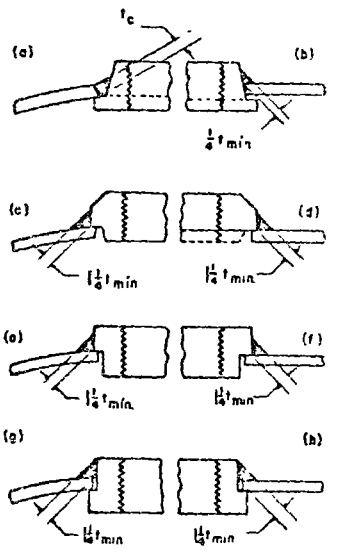
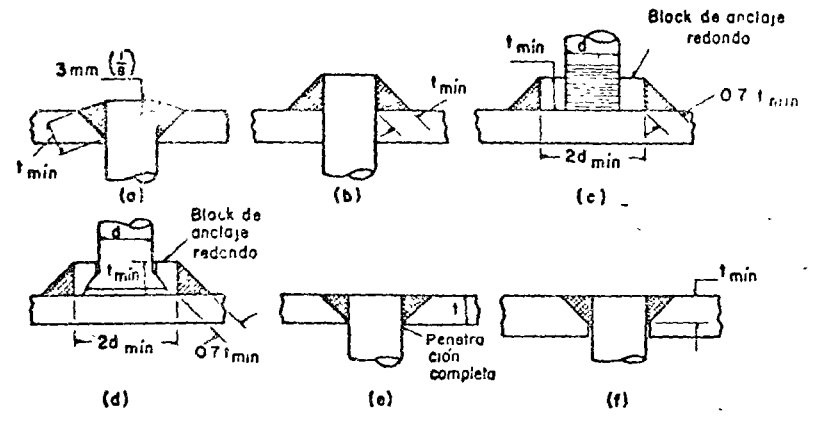


FIG. N° K 02 1.1 - Algunos tipos adaptables de boquillas y otras conexiones soldadas a envolturas, tambores y cabezales.



**NOTAS**  
 Espesor máximo de envoltura = 9.5 mm (3/8")  
 Diam. máxima de rosca interior = 38 mm (1 1/2")  
 Dimensión máxima de la abertura en la envoltura  
 ≅ 70 mm (2 3/4") o 0.25 x diam. de envoltura

FIG N° K.02.i.2 - Algunos tipos aceptables de conexiones pequeñas



Nota: t es igual al espesor nominal de la plancha reforzada más designada

FIG. N° K.02.1.1 - Formas típicas de tirantes soldados.

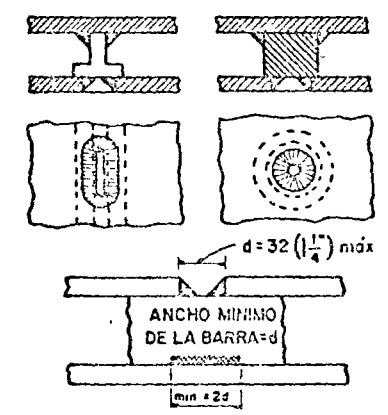
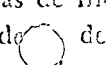


FIG N° K.02.1.2 - Soldaduras de tapón para placas de refuerzo.

$t_1$  o  $t_2$  = Igual o mayor que el menor de: 6.3 mm ( $\frac{1}{4}$  pulg), o  $0.7 t_{min}$ .

**K.02.i.3** Cuellos colindantes a la pared del recipiente. Los cuellos colindantes a la pared del recipiente, se deberán fijar por medio de soldaduras de ranura con penetración completa. Cuando la penetración completa de una junta no pueda verificarse por inspección visual o por otros medios permitidos en esta norma, se usarán tiras o soleras de respaldo, o su equivalente, con soldaduras de penetración completa, depositadas únicamente desde un solo lado. (Ver grabados (a) y (b) de la Fig. K.02.i.1) Los cuellos o tubos insertados en recipientes o cabezales de pared gruesa, pueden soldarse de un lado solamente, cortando una ranura para la soldadura en la pared del recipiente a una profundidad mínima igual a  $t_n$ , sobre el eje longitudinal de la abertura. Es recomendable que se prevea una muesca de 1.6 mm ( $\frac{1}{16}$  pulg) de profundidad en el fondo de la ranura, en la cual se centrará la boquilla. La dimensión  $t_w$ , de la soldadura de fijación será como mínimo, igual a  $t_n$  o 6.3 mm ( $\frac{1}{4}$  pulg). Véanse los grabados (y) y (z) de la Fig. K.02.i.1 para ejemplos.)

**K.02.i.4** Cuellos insertados sin elementos de refuerzo adicional. Los cuellos insertados, o que pasan a través de un agujero de la pared del recipiente, y sin elementos de refuerzo adicional, deberán fijarse por medio de una soldadura de ranura con penetración completa, o con dos soldaduras de penetración parcial, localizadas una en cada cara de la pared del recipiente. Los tipos permisibles de soldadura se muestran en los grabados (c) al (h) de la Fig. K.02.i.1.

Quando la penetración de una junta completa no pueda verificarse por inspección visual, ni por otros procedimientos permitidos en esta norma, se usarán tiras o soleras de respaldo, o su equivalente, con soldaduras de penetración completa, depositadas únicamente desde un lado. Las dos soldaduras de penetración parcial pueden ser de cualquier combinación que se desee, tal como soldaduras de filete, bisel sencillo, o J sencilla. La dimensión de  cada soldadura, será como mínimo, el menor de los siguientes valores: 6.3 mm ( $\frac{1}{4}$  pulg), o  $0.7$

$t_{min}$ , y su suma no será menor que  $1.25 t_{min}$ . (Ver Fig. K.02.i.1).


**K.02.i.5** Cuellos insertados con refuerzo adicional. Los cuellos insertados que tienen refuerzo adicional en forma de una o varias placas de refuerzo separadas, deberán fijarse por medio de soldadura en la orilla exterior de la placa de refuerzo y en la periferia del cuello de la boquilla. La soldadura en la orilla exterior del refuerzo, será de filete, con una dimensión mínima de garganta de  $\frac{1}{2} t_{min}$ . Las soldaduras que fijan el cuello a la pared del recipiente y al refuerzo, consistirán de alguna de las siguientes combinaciones:

**K.02.i.5.a** Soldadura de bisel sencillo o J sencilla en la placa de la envolvente, y soldadura de bisel sencillo o J sencilla en cada placa de refuerzo. La dimensión  $t_w$  de cada soldadura, será como mínimo igual a  $0.7 t_{min}$ . (Ver grabado (n) de la Fig. K.02.i.1.)

**K.02.i.5.b** Soldadura de ranura con penetración completa en la placa de la envolvente, y soldadura de filete, bisel sencillo, o J sencilla, con una dimensión de la soldadura  $t_w$  mínima, de  $0.7 t_{min}$ , en cada placa de refuerzo. (grabado (m) de la Fig. K.02.i.1).

**K.02.i.5.c** Soldadura de ranura con penetración completa en cada placa de refuerzo, y soldadura de filete, bisel sencillo, o J sencilla, en la placa de la envolvente, con una dimensión de la soldadura  $t_w$  mínima, de  $0.7 t_{min}$ . (grabado (l) de la Fig. K.02.i.1).

**K.02.i.6** Boquillas con refuerzo integral. Las boquillas y otras conexiones que tienen refuerzo integral de cuellos extendidos o parches tipo silleta, se deberán fijar por medio de una soldadura de penetración completa, o por medio de una soldadura de filete, a lo largo de la orilla exterior, y una soldadura de filete, bisel sencillo, o J sencilla, a lo largo de la orilla interior. La dimensión de garganta de la soldadura exterior será como mínimo de  $0.5 t_{min}$ , y la dimensión  $t_w$  de la soldadura interior, será como mínimo de  $0.7 t_{min}$ . (Véanse los grabados (k), (i), (s) y (t) de la Fig. K.02.i.1).

**K.02.i.7** Accesorios con rosca interior. Aunque este  está escrito para normar la fijación de accesorios con rosca in-

terior, también es aplicable a accesorios roscados por el exterior, de insertar y soldar, o accesorios para soldar a tope.

La fijación de aditamentos roscados internamente deberá cumplir los siguientes requisitos:

- K.02.i.7.a A excepción de lo previsto en los párrafos K.02.i.7.b, K.02.i.7.c, y K.02.i.7.d, los accesorios roscados internamente, deberán fijarse por medio de una soldadura de ranura con penetración completa, por soldadura de filete, o por soldaduras de penetración parcial, una en cada cara de la pared del recipiente. Las dimensiones mínimas de la soldadura serán las que se muestran en los grabados (u), (v), (w) y (x) de la Fig. K.02.i.1.
- K.02.i.7.b Los accesorios mostrados en las grabados (u-2), (v-2), (w-2), y (x) de la Fig. K.02.i.1 que no excedan de 76.2 mm (3 pulg) de tamaño nominal de tubería, pueden fijarse con soldadura que no cumpla los requisitos dimensionales especificados en el párrafo K.02.h.1.
- K.02.i.7.c.1 Los accesorios roscados internamente, y los parches fijados con tornillos que no excedan de 76.2 mm (3 pulg) de tamaño nominal de tubería, como se muestra en la Fig. K.02.i.2, pueden fijarse a recipientes que tengan un espesor máximo de pared de 9.5 mm (3/8 pulg) por medio de una soldadura de filete, depositada por el exterior únicamente. Las soldaduras deberán cumplir las dimensiones mostradas en la Fig. K.02.i.2. Estas aberturas no necesitan refuerzos diferentes a los inherentes a la construcción, tal como se permite en el párrafo G.01.c.3.
- K.02.i.7.c.2 Si la abertura excede de 136.5 mm (5 3/8") en cualquier dirección, o es mayor que la mitad del diámetro del recipiente, la parte afectada del recipiente, deberá sujetarse a pruebas de comprobación como se indica en el párrafo G.01.a.2, o la abertura deberá reforzarse de acuerdo con la fracción G.02 y la boquilla u otra conexión, fijarse, usando el detalle correspondiente de la Fig. K.02.i.1, si es soldada.
- K.02.i.7.d Los accesorios roscados internamente, que no excedan de 76.2 mm (3") de tamaño nominal de tubería, pueden

fijarse por medio de una soldadura de filete, con ranura por el exterior únicamente, como se muestra en el grabado (w-3) de la Fig. K-02.i.1.

La soldadura de ranura  $t_w$ , no deberá ser menor que espesor para tubo cédula 160 (ANSI B36.10).

K.02.j Soldaduras de tapón.

K.02.j.1 Las soldaduras de tapón se pueden usar en juntas tra-lapadas, en refuerzos alrededor de aberturas, y en la fijación de aditamentos estructurales no sujetos a presión. Deberán espaciarse apropiadamente, para soportar su parte proporcional de carga, pero no debe considerarse que soportan más del 30% de la carga total que va a transmitirse.

K.02.j.2 Los diámetros de los agujeros para soldaduras de tapón, tendrán los siguientes límites:

$$\varnothing \text{ min} = t + 6.3 \text{ mm } (t + 1/4")$$

$$\varnothing \text{ máx} = 2t + 6.3 \text{ mm } (2t + 1/4");$$

En donde t, es el espesor de la placa o parte fijada donde se hace el agujero.

K.02.j.3 Los agujeros de la soldadura de tapón deberán estar completamente llenos de metal de soldadura cuando el espesor de la placa o parte fijada en la cual se hace la soldadura, sea de 8 mm (5/16") o menor; para placas o partes fijadas más gruesas, los agujeros deberán llenarse hasta una profundidad de por lo menos la mitad del espesor de la placa, o 5/16 del diámetro del agujero, el que sea mayor, pero en ningún caso será menor de 8 mm (5/16 pulg).

K.02.j.4 La carga permisible de trabajo en una soldadura de tapón ya sea en corte o tensión, deberá calcularse con la siguiente fórmula:

$$P = 0.63 S (d - 6.3)^2 \quad \text{Sist. Métrico}$$

$$P = 0.63 S (d - 1/4)^2 \quad \text{Sist. Inglés}$$

Donde:

P = Carga total permisible de trabajo en la soldadura de tapón, Kg (lb).

d = Diámetro del fondo del agujero en que se hace la soldadura, mm (pulg).

S = Valor del esfuerzo máximo permisible para el material en que se hace la soldadura, Kg/mm<sup>2</sup>

(lb/pulg<sup>2</sup>) (véanse las tablas de los valores del esfuerzo, en la cláusula E).

- K.02.k Soldaduras de filete.**
- K.02.k.1** Las soldaduras de filete se pueden emplear como soldaduras de resistencia para partes a presión, dentro de las limitaciones dadas en la tabla K.02.e. Se deberá tener especial cuidado en el arreglo de juntas en las que las soldaduras de filete se usarán, para asegurar una fusión completa en la raíz del filete.
- K.02.k.2** Las juntas en esquina o Te, pueden hacerse con soldaduras de filete, siempre y cuando las placas estén soportadas en forma independiente de las soldaduras, excepto que no se requieran soportes independientes en las juntas usadas para los propósitos enumerados en la fracción J.03.
- K.02.k.3** Las figuras K.02.f.1 y K.02.f.2 muestran algunos detalles de construcción que no se permiten.
- K.02.k.4** La carga permisible en soldaduras de filete, será igual al producto del área de soldadura, (basada en la dimensión de lado menor), por el valor del esfuerzo permisible a la tensión del material que se suelda, y por una eficiencia de junta del 55%.
- K.02.1 Construcción con tirantes soldados.**
- K.02.1.1** La soldadura en los tirantes deberá cumplir los siguientes requisitos:
- K.02.1.1.a** El arreglo deberá cumplir uno de los ilustrados en la figura K.02.1.1.
- K.02.1.1.b** El espesor necesario de la placa no deberá ser mayor de 38.1 mm. (1½ pulg); pero si es mayor de 19.05 mm (¾ pulg), el paso de los tirantes será como máximo de 508 mm (20 pulg).
- K.02.1.1.c** Se deberá cumplir lo estipulado en las fracciones I.01 e I.03.
- K.02.1.1.d** El área necesaria de los tirantes, se determinará de acuerdo con los requisitos de la fracción I.04.
- K.02.1.2** Los tirantes soldados, mostrados en la figura K.02.1.2, pueden usarse para reforzar recipientes a presión encaquetados, siempre y cuando:

- K.02.1.2.a** La presión sea de 21.1 kg/cm<sup>2</sup> (300 lb/pulg<sup>2</sup>) como máximo.
- K.02.1.2.b** El espesor necesario de la placa sea como máximo, de 12.7 mm (½ pulg).
- K.02.1.2.c** El tamaño de las soldaduras de filete no sea menor que el espesor de la placa.
- K.02.1.2.d** La carga permisible en las soldaduras de filete, se calcule de acuerdo con el párrafo K.02.k4.
- K.02.1.2.e** El diámetro o ancho máximo de los agujeros en la placa, sea de 32 mm (1¼ pulg).
- K.02.1.2.f** El espaciamiento máximo de los tirantes, se determine con la fórmula de la fracción I.01.a, usando:
- $C = 2.1$ , si cualquiera de las placas tiene un espesor menor de 11.1 mm (⅞ pulg).
- $C = 2.2$ , si ambas placas tienen espesor mayor de 11.1 mm (⅞ pulg).
- K.02.1.3** Se podrá emplear una construcción con tirantes soldados, consistente de una placa perforada o troquelada, soldada a otra placa similar, o a una placa plana, siempre y cuando:
- K.02.1.3.a** La fijación se haga por medio de soldaduras de filete, alrededor de los agujeros o ranuras como se muestra en la fig. K.02.1.2, o si el espesor de la placa que tiene los agujeros o ranuras, es de 4.8 mm. (⅜ pulg) o menor, y el agujero tiene un diámetro de 25.0 mm (1 pulg) o menor; los agujeros se pueden llenar totalmente con metal de soldadura. La carga permisible en la soldadura será igual al producto del espesor de la placa que tiene el agujero o ranura, por la circunferencia o perímetro del agujero o ranura, por el valor del esfuerzo permisible a la tensión del material que se suelda y por una eficiencia de junta de 55%.
- K.02.1.3.b** La placa plana, si se usa, deberá cumplir los requisitos para superficies apoyadas y reforzadas de la cláusula I.

## REQUISITOS DE DISEÑO PARA RECIPIENTES FABRICADOS CON ACEROS AL CARBONO Y DE BAJA ALEACION

### L.01 Generalidades

L.01.a Las reglas de los siguientes párrafos se aplican específicamente al diseño de recipientes a presión y partes de recipientes que se fabrican de aceros al carbono y de baja aleación, y deberán usarse en conjunto con los requisitos generales para diseño contenidos en la cláusula F, y los requisitos de diseño para recipientes fabricados con soldadura contenidos en la cláusula K.

L.01.b Espesor mínimo de la placa. El espesor mínimo de cualquier placa después de conformada, incluyendo la tolerancia para corrosión, deberá ser de 4.8 mm ( $\frac{3}{16}$ ”).

### L.02 Juntas soldadas

L.02.a Cuando se requiera inspección radiográfica en las juntas soldadas a tope, de acuerdo con la fracción L.11, las juntas con categoría A y B del inciso K.01.b, serán del tipo No. 1 o 2 de la tabla K.02.e.

### L.03 Valores del esfuerzo máximo permisible

L.03.a En las tablas E.02.a y E.02.b, se dan los valores de los esfuerzos máximos permisibles a las temperaturas indicadas, para los materiales que cumplen las especificaciones enlistadas. Los valores pueden interpolarse para temperaturas intermedias, o bien, se tomará el valor correspondiente a la temperatura inmediata superior. (Ver fracción F.03).

### L.04 Tolerancia para corrosión

L.04.a Los recipientes con un espesor mínimo necesario, menor de 6.35 mm ( $\frac{1}{4}$ ”), que se usarán en servicios de aire comprimido, vapor, o agua, deberán tener como mínimo, una tolerancia para corrosión en la superficie metálica en contacto con dichas substancias, de  $\frac{1}{8}$  del espesor calculado de la placa.

Este requisito no se aplica a los recipientes diseñados de acuerdo con el párrafo K.02.c.3. No se aceptará ningún

recubrimiento en lugar del requisito anterior, excepto como se prevé en la cláusula N.

L.04.b El espesor mínimo especificado como tolerancia para corrosión, será de 1.6 mm ( $\frac{1}{16}$ ”), excepto lo indicado en el inciso L.04.a.

### L.05 Envolventes fabricadas con tubo

L.05.a Las envolventes para recipientes a presión pueden fabricarse con tubos sin costura de los enlistados en la tabla E.02.a, siempre y cuando, el material del tubo se fabrique por medio de cualquiera de los procesos de, hogar abierto, oxígeno básico, u horno eléctrico.

L.05.b Las envolventes para recipientes a presión pueden fabricarse de tubo con costura de los enlistados en la tabla E.02.b, en diámetros nominales hasta 762 mm (30”), siempre y cuando, el material se fabrique por medio de cualquiera de los procesos de, hogar abierto, oxígeno básico, u horno eléctrico. Los valores del esfuerzo aplicable, dados en la tabla E.02.b, deberán usarse en lugar del factor “SE” en las fórmulas de la fracción F.12. No se permitirá ningún incremento de los valores del esfuerzo de la tabla E.02.b como resultado de la ejecución de un tratamiento térmico posterior a la soldadura, o del radiografiado.

### L.06 Espesor de envolventes bajo presión externa

L.06.a Las envolventes cilíndricas y esféricas bajo presión externa, deberán diseñarse con las reglas de la fracción F.13, usando las figuras L.06.a, L.06.b o L.06.c.

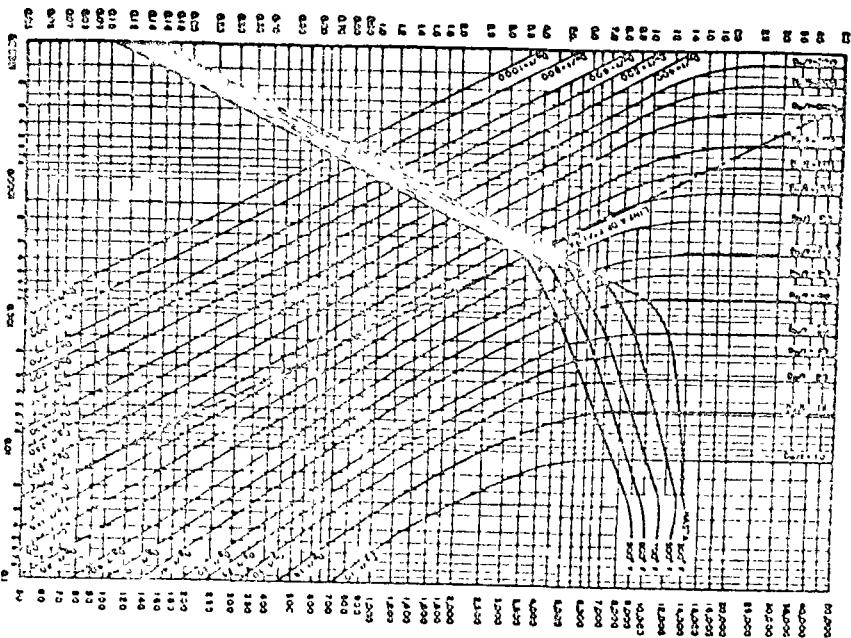
L.06.b Se podrán usar envolventes corrugadas sujetas a presión externa, en recipientes a presión, de acuerdo con el párrafo PFT-19 de la Sección I del Código ASME

### L.07 Anillos de refuerzo para envolventes bajo presión externa

L.07.a Las reglas que cubren el diseño de anillos de refuerzo se dan en la fracción F.14.

### L.08 Fijación de anillos de refuerzo a la envolvente

PARA CILINDROS Longitud + Diám Exterior =  $L/D_o$   
 PARA ESFERAS Radio interior =  $100 \times \text{espesor} = L_i / 100 I_s$

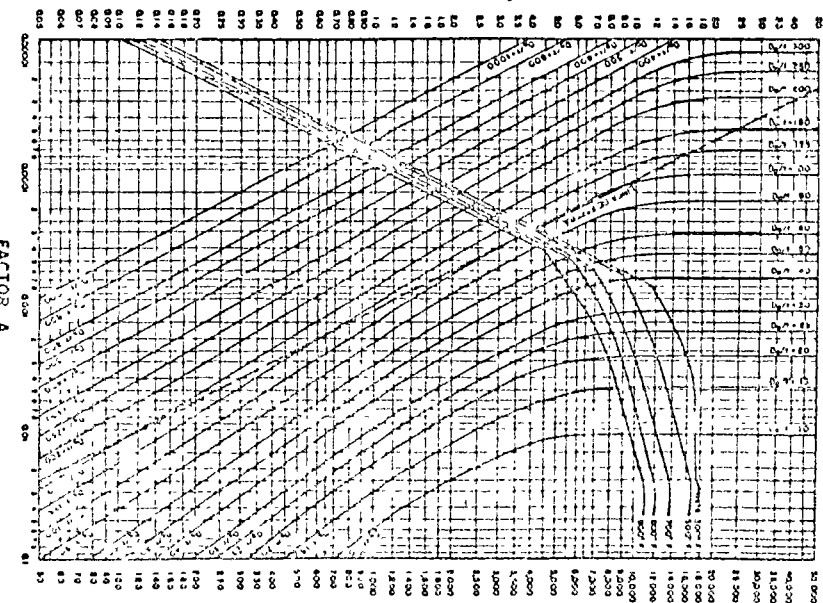


FACTORA B =  $\begin{cases} P(D_o/I_s) \text{ PARA CILINDROS} \\ P(L/I_s) \text{ PARA ESFERAS} \end{cases}$

FIG L 06 a

Gráficas para determinar el espesor de los recipientes de acero y aleaciones de aluminio para recipientes de presión, cuando se conocen  $P, L, D_o$  o  $P, L, R_i$  y  $S.M.T.$  para  $K = \text{factor } 50,000 \text{ lb/in}^2 \text{ (3,447 kg/cm}^2\text{)}$

PARA CILINDROS Longitud + Diám Exterior =  $L/D_o$   
 PARA ESFERAS Radio interior +  $100 \times \text{espesor} = L_i / 100 I_s$



FACTORA B =  $\begin{cases} P(D_o/I_s) \text{ PARA CILINDROS} \\ P(L/I_s) \text{ PARA ESFERAS} \end{cases}$

FIG L 06 b

Gráficas para determinar el espesor de los recipientes de recipientes cilindricos y esféricos bajo presión si  $P, L, D_o$  o  $P, L, R_i$  y  $S.M.T.$  cuando se conocen  $P, L, D_o$  o  $P, L, R_i$  y  $S.M.T.$  para  $K = \text{factor } 50,000 \text{ a } 38,000 \text{ lb/in}^2 \text{ (3,447 a } 2,689 \text{ kg/cm}^2\text{)}$  (inclusive) y otros materiales tipo 405 y 410



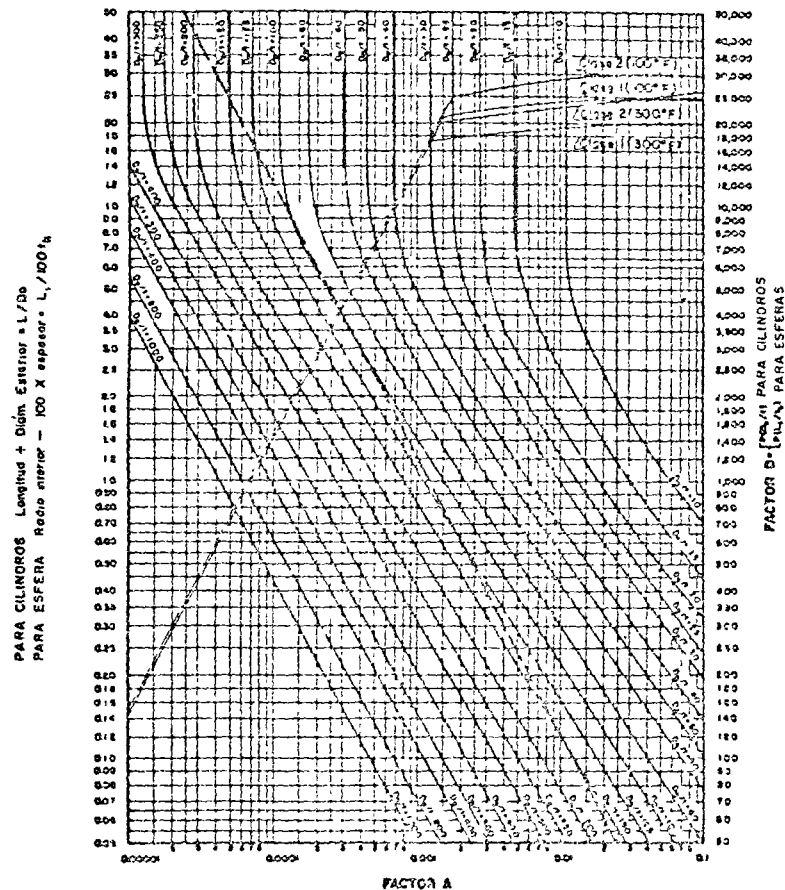


FIG L 06 c Gráfica para determinar el espesor de la envolvente de recipientes cilíndricos y esféricos bajo presión externa, cuando se construyen de material SA-537

L.08.a Las reglas para la fijación de los anillos de refuerzo la envolvente, se dan en la fracción F.15.

L.09 Cabezas conformadas con presión sobre el lado convex Las cabezas elípticas, torisféricas, hemisféricas y cónica con presión sobre el lado convexo, se diseñarán de acuerdo con las fórmulas de la fracción F.18, usando, las figuras L.06.a, L.06.b, o L.06.c.

L.10 Requisitos para el tratamiento térmico después de la soldadura

L.10.a Excepto lo previsto específicamente en las notas de la tabla L.10, todos los recipientes a presión soldados, o partes de ellos, deberán tener un tratamiento térmico después de la soldadura, a las temperaturas mínimas especificadas en la tabla L.10, cuando el espesor nominal, de cualquier junta soldada, incluyendo la tolerancia para corrosión, excede los límites de las notas la tabla L.10. Las excepciones previstas en las notas de la tabla L.10, no tienen validez cuando el tratamiento térmico después de la soldadura es un requisito de servicio, tal y como se establece en los párrafos L.12.e al L.12.h. Los materiales de la tabla L.10, están agrupados de acuerdo con un número "P" de la lista de materiales anotados en el párrafo QW-422 de la Sección IX del Código ASME y en las tablas E.02 a y E.02.b de esta norma.

L.10.b Excepto para los materiales cubiertos por las notas Nos. 6 y 7 de la tabla L 10, se podrán exceder los valores mínimos de temperaturas y/o tiempos sostenidos, de dicha tabla. El tratamiento térmico intermedio, posterior a la soldadura, no necesita cumplir los requisitos de dicha tabla.

L.10 c Cuando se unen con soldadura dos partes a presión con diferente número de grupo "P", el tratamiento térmico después de la soldadura deberá ser el especificado en la tabla L 10, con las notas correspondientes para el material que requiera mayor temperatura después de la soldadura. Cuando se sueldan piezas no sujetas a presión a piezas que si lo están, el tratamiento térmico posterior

a la soldadura, se efectuará de acuerdo con la parte sujeta a presión.

- L.10.d Cuando una junta soldada une partes de diferente espesor, el espesor que regirá en la aplicación de los requisitos para el tratamiento térmico después de la soldadura, será el siguiente:
- L.10.d.1 El más delgado de las dos placas adyacentes soldadas a tope, incluyendo la junta cabeza-envolvente.
- L.10.d.2 El más grueso de las placas de la envolvente o cabeza, en conexiones a cabezas intermedias del tipo mostrado en el grabado (f) de la Figura K.02.f.1.
- L.10.d.3 El espesor de la envolvente en conexiones con espejos, cabezas planas, cubiertas o construcciones similares.
- L.10.d.4 El espesor de la placa de la envolvente o cabeza en soldaduras de fijación de boquillas.
- L.10.d.5 El espesor del cuello de la boquilla, en las juntas de conexión de éste con la brida.
- L.10.d.6 El espesor de la parte a presión, en el punto de fijación donde una parte no sujeta a presión, se suelda a la parte que está a presión.
- L.10.e Los recipientes o partes de recipientes que hayan sido tratados térmicamente después de la soldadura de acuerdo con los requisitos de este párrafo, se deberán tratar térmicamente de nuevo, después de efectuar reparaciones o alteraciones, si las soldaduras de las reparaciones o alteraciones requieren tratamiento térmico después de la soldadura, de acuerdo con los requisitos dados en el inciso L.10.a.

Tabla L 10  
PARA ACEROS AL CARBONO Y DE BAJA ALEACION  
TRATAMIENTO TERMICO DESPUES DE LA SOLDADURA

Material No.	Grupo	Notas	temperatura, mínima mantenida °C (°F)	Tiempo mínimo de mantenimiento de la Temperatura en horas por cada 25 mm (1 pulg) de espesor (nota 2)
P-3	1	1, 2, 3	(1) (4) (8)	595 (1 100)
P-1	1, 2, 3	(1) (3) (8)	595 (1 100)	1
P-4	1, 2	(5)	595 (1 100)	1
P-5	1, 2	(6)	675 (1 250)	1
P-9A	1	(1) (5)	595 (1 100)	1
P-9B	1	(1) (7)	595 (1 100)	1
P-10A	1	(1) (4)	595 (1 100)	1
P-10B	2		595 (1 100)	1
P-10C	3	(1) (3)	540 (1 000)	1
P-10F	6	(4)	595 (1 100)	1

## NOTAS a la Tabla L 10

(1) Cuando sea impráctico efectuar el tratamiento térmico después de la soldadura a las temperaturas especificadas en esta tabla, se permitirá efectuar dicho tratamiento a menores temperaturas durante un mayor periodo de tiempo, de acuerdo con la siguiente tabla.

Reducción de temperatura abajo de la mínima especificada °C	(°F)	Tiempo mínimo del mantenimiento de la temperatura reducida, en hr/25 mm (1 pulg) de espesor
28	(50)	2
56	(100)	3
84	(150)	5
112	(200)	10

(2) El tiempo mínimo del mantenimiento de la temperatura, para materiales con espesores abajo de 6.35 mm (1/4"), es de 1 min.

(3) El tratamiento térmico después de la soldadura para materiales con números P-1 Grupos 1, 2, 3 y P10C grupo 3, no es obligatorio bajo las siguientes condiciones:

(3) (a) En materiales con espesores hasta de 58 mm (1 1/2"), siempre y cuando el material con espesor sea arriba de 12 mm (1/2 pulg), se precaliente.

Continúan 10 as de la Tabla L.10.

Continúan Notas de la Tabla L.10

como mínimo, a una temperatura de 93°C (200°F) durante el soldado, y que el tratamiento termico no sea un requisito de servicio de los anotados en el inciso K.01 a.

(3) (b) En materiales con espesores mayores de 38 mm (1½ pulg.) y en materiales de cualquier espesor, cuando el recipiente requiera tratamiento termico después de la soldadura, de acuerdo con el inciso K.01 a; todas las soldaduras en conexiones y de fijación, deberán tratarse termicamente después de la soldadura, con excepción de las siguientes:

(3) (b) (1) El tratamiento térmico después de la soldadura no es obligatorio para soldaduras tipo filete y tipo ranura de 13 mm (½ pulg.) y menores que fijen los cuellos de las conexiones que tienen un diámetro máximo interior terminado, de 51 mm (2 pulg.), siempre y cuando las conexiones no formen ligamentos que requieran un aumento de espesor de la envolvente o cabeza, y que se efectúe un precalentamiento mínimo a 93°C (200°F).

(3) (b) (2) El tratamiento termico después de la soldadura no es obligatorio para soldaduras tipo filete con espesor de garganta de 13 mm (½ pulg.) o menores, utilizadas para la fijación de partes no sujetas a presión a partes sujetas a presión, y las partes se precalienten a una temperatura de 93°C (200°F) como mínimo, cuando el espesor de la parte a presión excede de 19 mm (¾ pulg.).

(4) El tratamiento termico después de la soldadura para los materiales P-3 y P-10A, exceptuando los materiales con especificación SA-302, SA-533, SA-487 Gr.1Q y P-10F, no es obligatorio bajo las siguientes condiciones: (El tratamiento térmico después de la soldadura es obligatorio para los materiales con especificación SA-302 y SA-533 y los materiales P-10L y SA-487 Gr.1Q, en cualquier espesor).

(4) (a) En materiales con espesores hasta de 16 mm (⅝"), siempre y cuando el procedimiento de calificación de soldadura descrito en el inciso L.10 a, se haya efectuado en espesores iguales o mayores que los de las soldaduras de producción, y que el tratamiento termico después de la soldadura, no sea un requisito de servicio de los anotados en el inciso K.01 a.

(4) (b) En materiales con espesores mayores de 16 mm (⅝") y en materiales de cualquier espesor, cuando el recipiente requiera tratamiento térmico después de la soldadura, de acuerdo con el inciso K.01 a; todas las conexiones y accesorios soldados deberán tratarse termicamente, excepto cuando:

(4) (b) (1) El tratamiento térmico después de la soldadura no sea obligatorio para la fijación de partes a presión que tengan un contenido máximo especificado de carbono de 0.25%, y para las partes no sujetas a presión con soldaduras tipo filete que tengan un espesor máximo de garganta de 13 mm (½"), siempre y cuando se efectúe un precalentamiento a una temperatura mínima de 93°C (200°F)

(4) (b) (2) El tratamiento térmico después de la soldadura, no es obligatorio para soldaduras circunferenciales en tubos, cuando éstos, tengan un espesor nominal de pared de 13 mm (½") o menor, y el contenido máximo especificado de carbono sea de 0.25%.

(4) (b) (2) (a) El contenido de carbono indicado en las notas (4) (b) (1), (4) (b) (2), se refiere a los anotados en la Especificación del Material SA, excepto cuando se limita en forma adicional a un valor que queda dentro los límites de dicha especificación.

El tratamiento térmico después de la soldadura para materiales P-4, Gr 1

y 2 y P-9, Gr 1, no es obligatorio bajo las siguientes condiciones:

(5) (a) Para materiales con especificación SA-202, SA-203, Gr.A y B, SA-Gr.LC2 con espesores hasta de 16 mm (⅝"), siempre y cuando se haya efectuado el procedimiento de calificación de la soldadura, descrito en el inciso L.10 a, espesores iguales o mayores que los de las soldaduras de producción, y que el tratamiento térmico después de la soldadura, no sea un requisito de servicio de los anotados en el inciso K.01 a.

(5) (b) Para soldaduras circunferenciales a tope en tubos de material P-Gr.1 y 2, cuando cumplan las siguientes condiciones:

(5) (b) (1) Diámetro exterior máximo nominal de 102 mm (4").

(5) (b) (2) Espesor máximo de 13 mm (½").

(5) (b) (3) Contenido máximo especificado de carbono de 0.15%.

(5) (b) (4) Precalentamiento mínimo de 120°C (250°F).

(5) (c) Para materiales de tubo P-4, Gr.1 y 2, que cumplan los requisitos de los puntos (5) (b) (1), (5) (b) (2) y (5) (c) (3), que tengan uniones con soldadura de filete no sujetas a presión, siempre y cuando:

(5) (c) (1) Las soldaduras de filete tengan un espesor máximo de garganta de 13 mm (½").

(5) (c) (2) Se precalienten a una temperatura mínima de 120°C (250°F).

(6) El tratamiento térmico después de la soldadura para materiales P-5 Gr.1 y 2, no es obligatorio bajo las siguientes condiciones:

(6) (a) Para soldaduras circunferenciales a tope en tubos de materiales P-Gr.1 y 2, cuando el tubo cumpla los siguientes condiciones:

1) Contenido máximo especificado de Cromo de 3.00%.

2) Diámetro nominal máximo exterior de 102 mm (4").

3) Espesor máximo de 13 mm (½").

4) Contenido máximo especificado de Carbono de 0.15% (Ver nota (4) (b) (2) (a)).

5) Precalentamiento mínimo de 150°C (300°F).

(6) (b) En materiales de tubo que cumplan los requisitos de los puntos (6) (a) (1), (6) (a) (2), (5) (a) (3), y (6) (a) (4), que tengan uniones con soldadura de filete no sujetas a presión, siempre y cuando:

1) Las soldaduras de filete tengan un espesor máximo de garganta de 13 mm (½").

2) Se precalienten a una temperatura mínima de 150°C (300°F).

(7) (a) Para el tratamiento térmico después de la soldadura de materiales P.9A y P.9B Gr.1, la temperatura sostenida, no deberá exceder de 635°C (1175°F).

(7) (b) El tratamiento térmico después de la soldadura para materiales P.9A y P.9B Gr.1, no es obligatorio en materiales con espesores hasta de 16 mm (⅝"), siempre y cuando se haya efectuado el procedimiento de calificación de soldadura, descrito en la fracción L.10 a en espesores iguales o mayores que los de las soldaduras de producción, y que el tratamiento térmico no sea un requisito de servicio de los anotados en el inciso K.01 a.

(8) Deberá tomarse en cuenta las limitaciones de las temperaturas de pasos intermedios para varios espesores con objeto de evitar detrimento de las propiedades mecánicas de los siguientes materiales tratados termicamente SA-537 Cl.2; SA-593, Cl.2, y 3; SA-541, Cl.2 y 3; SA-553, Gr.A Cl.1, Gr.B Cl.1, Gr.C Cl.1 y Gr.D Cl.1.

**L.11 Inspección radiográfica**

Además de los requisitos del inciso K 02.d, se requerirá una inspección radiográfica completa en cada junta soldada a tope, en la cual, el espesor más delgado de la placa o de la pared del recipiente sobre la junta soldada, excede del espesor límite, arriba del cual se requiere radiografía total, de acuerdo con la tabla L.11.

TABLA L-11

Espesor de juntas soldadas a tope, arriba del cual es obligatoria la inspección radiográfica total

Clasificación del material No. P	Grupo No	Espesores nominales arriba de los cuales, las juntas soldadas a tope deberán radiografiarse totalmente	
		mm	(pulg)
P-1	1,2 y 3	32	(1¼)
P-3	1,2 y 3	19	(¾)
P-4	1 y 2	16	(⅝)
P-5	1 y 2	0	(0)
P-9A	1	16	(⅝)
P-9B	1	16	(⅝)
P-10A	1	19	(¾)
P-10B	2	16	(⅝)
P-10C	3	16	(⅝)
P-10F	6	19	(¾)

**L.12** Requisitos de diseño para recipientes fabricados con aceros al carbono y de baja aleación, para su operación a baja temperatura.

**L.12 a** Generalidades.

Los siguientes párrafos contienen los requisitos obligatorios para recipientes y partes de recipientes, construídos de acero al carbono y de baja aleación, que se usa-

rán a temperaturas de operación menores de  $-29^{\circ}\text{C}$  ( $-20^{\circ}\text{F}$ ).

**L.12.b** Los materiales empleados en la construcción de recipientes que operarán a temperaturas menores de  $-29^{\circ}\text{C}$  ( $-20^{\circ}\text{F}$ ), deberán cumplir las especificaciones dadas en la tabla E.02 a, los requisitos de esta fracción, y los incisos L.12.e al L.12 h inclusive. (Ver párrafo UG-84 de la Sec. VIII Div. 1 del Código ASME).


**L.12.c** Los recipientes que operarán a temperaturas menores de  $-29^{\circ}\text{C}$  ( $-20^{\circ}\text{F}$ ) no se deben construir con materiales con especificación, SA-36, SA-113 o SA-283.

**L.12.d** Todos los materiales deben cumplir los requisitos para las pruebas de impacto del párrafo UG-84 de la Sección VII Div. 1 del Código ASME, con las siguientes excepciones:

**L.12.d.1** No se requiere prueba de impacto, para cualquier material que se use a temperaturas de  $-29^{\circ}\text{C}$  ( $-20^{\circ}\text{F}$ ) o mayores, o cuando se use a temperaturas menores debidas a condiciones climáticas

**L.12.d.2** No se requiere prueba de impacto, para los materiales empleados en la fabricación de un recipiente, con temperaturas del metal, menores de  $-29^{\circ}\text{C}$  ( $-20^{\circ}\text{F}$ ), cuando el espesor mínimo es el mayor de los calculados bajo las más severas condiciones de presión( externa o interna) y temperatura coincidente, de acuerdo con el párrafo F.06, para temperaturas de: (a).  $-29^{\circ}\text{C}$  ( $-20^{\circ}\text{F}$ ) y mayores, y (b) menores de  $-29^{\circ}\text{C}$  ( $-20^{\circ}\text{F}$ ); en este último caso, la presión coincidente, (interna si es mayor que la atmosférica, o externa si es menor que la atmosférica), deberá multiplicarse por 2.5.

**L.12 d.3** No se requiere prueba de impacto, en tuercas o materiales con un espesor menor de 25 mm (0.993"), o sobre materiales adicionales alrededor de aberturas que no requieren refuerzo de acuerdo con el párrafo G.01.c.3.

**L.12.e** Además de cumplir los requisitos de este inciso, los recipientes que operarán a temperaturas menores de  $-29^{\circ}\text{C}$  ( $-20^{\circ}\text{F}$ ), deberán cumplir las reglas de  de las cláusulas K.

- L.12.f Cuando se requieran pruebas de impacto, de acuerdo con el párrafo UG-84 de la Sección VIII Div. 1 del Código ASME para el material o metal de soldadura, las juntas soldadas deberán cumplir los requisitos del párrafo K.01.a.2.
- L.12.g Los recipientes de construcción soldada, deberán tratarse térmicamente después de la soldadura de acuerdo con lo previsto en el párrafo UW-40 de la Sección VIII Div. 1 del Código ASME, a menos que los recipientes se encuentren en una clasificación que los exima de las pruebas de impacto, de acuerdo con el inciso L.12.d. Los recipientes que se eximan de la prueba de impacto, deberán cumplir los requisitos para tratamiento térmico después de la soldadura de los incisos K.02.c y L.10.
- L.12.h Los valores del esfuerzo máximo permisible que se emplearán en el diseño, no serán mayores que los dados en la tabla E.02.a, para temperaturas de  $-29^{\circ}\text{C}$  a  $345^{\circ}\text{C}$  ( $-20^{\circ}\text{F}$  a  $650^{\circ}\text{F}$ ).

**M REQUISITOS PARA EL DISEÑO DE RECIPIENTES FABRICADOS CON ACEROS DE ALTA ALEACION**

**M.01 Generalidades**

M.01.a Las reglas de los siguientes párrafos, se aplican específicamente al diseño de recipientes a presión y partes de recipientes que se construyen de acero de alta aleación, y deberán usarse en conjunto con los requisitos generales para diseño dados en la cláusula F, y con los requisitos de diseño para recipientes soldados, dados en la cláusula K.

M.01.b Espesor mínimo de placa. El espesor mínimo de cualquier placa sujeta a presión después de conformada, será de 3.2 mm ( $\frac{1}{8}''$ ).

**M.02 Juntas soldadas**

Cuando se requiera la inspección radiográfica de las juntas soldadas a tope, de acuerdo con la fracción M.09, las juntas de categorías A y B, (ver inciso K 01.b), deberán ser del tipo No. 1 y 2 de la tabla K.02.e.

**M.03 Valores del esfuerzo máximo permisible**

M.03.a En la tabla E.03.a, se dan los valores del esfuerzo máximo permisible a las temperaturas indicadas, para los materiales que cumplen las especificaciones enlistadas en ella. Los valores pueden interpolarse para temperaturas intermedias, o bien, se tomará el valor correspondiente a la temperatura inmediata superior. (Ver fracción F.08).

M.03.b En los recipientes diseñados para operar a temperaturas menores de  $-29^{\circ}\text{C}$  ( $-20^{\circ}\text{F}$ ), los valores del esfuerzo máximo permisible, deberán ser como máximo, los dados en la tabla E.03.a, para temperaturas de  $-29^{\circ}\text{C}$  a  $38^{\circ}\text{C}$  ( $-20^{\circ}\text{F}$  a  $100^{\circ}\text{F}$ ).

**M.04 Espesor de envolventes bajo presión externa**

Las envolventes cilíndricas y esféricas bajo presión externa, se deberán diseñar de acuerdo con las reglas de la fracción F.13, utilizando las figuras M.04.a, M.04.b, M.04.c, M.04.d, o la figura L.06.b.

**M.05 Anillos de refuerzo para envolventes bajo presión externa**

Las reglas para el diseño de los anillos de refuerzo se dan en la fracción F.14.

**M.06 Fijación de anillos de refuerzo a la envolvente**

Las reglas para la fijación de los anillos de refuerzo se dan en la fracción F.15.

**M.07 Cabezas conformadas, con presión sobre el lado convexo**

Las cabezas elípticas, torisféricas, hemisféricas, que trabajarán con presión sobre el lado convexo, se deben diseñar con las reglas de la fracción F.18, usando las figuras M.04.a, M.04.b, M.04.c, M.04.d, o la figura L.06.b.

**M.08 Requisitos para el tratamiento térmico después de la soldadura**

M.08.a Antes de la aplicación de los requisitos detallados para el tratamiento térmico después de la soldadura...

PARA CILINDROS: Longitud  $\times$  Diám. Exterior = L/D<sub>0</sub>

PARA ESFERAS: Radio Interior = 100  $\times$  espesor = L<sub>i</sub>/100 t<sub>n</sub>

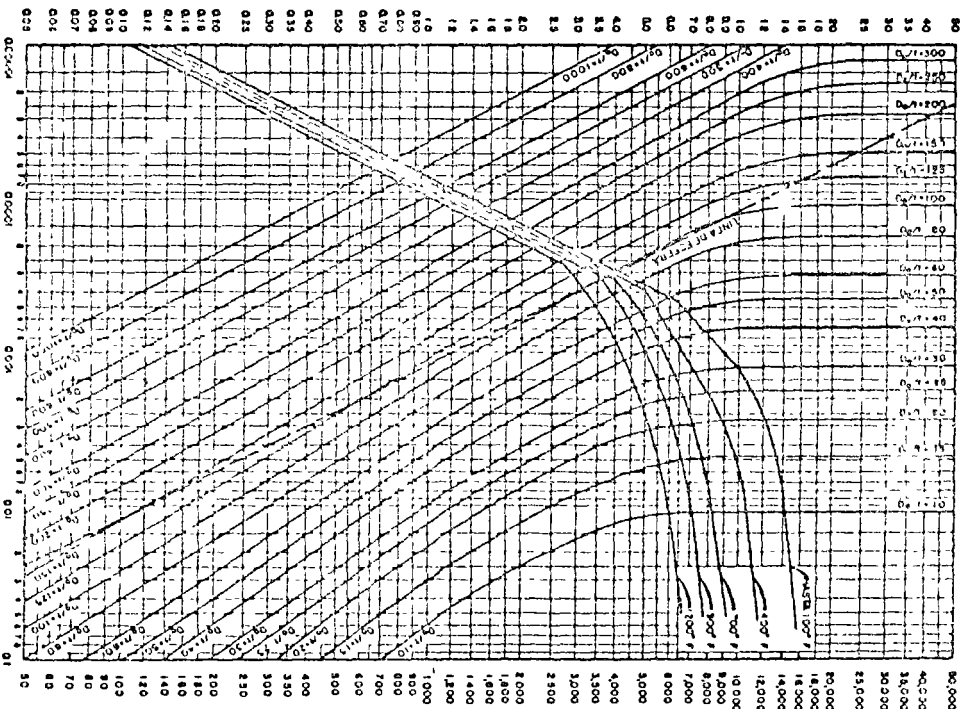


FIG. M.04.a

Gráfica para determinar el espesor de la cortante de recipientes cilíndricos y esféricos bajo presión externa, cuando se construyan de Acero Austenítico (B.C.-S<sub>1</sub> Tipo 304).

$$\text{FACTOR B} = \begin{cases} P (D_0/t) \text{ PARA CILINDROS} \\ P (L_i/t_n) \text{ PARA ESFERAS} \end{cases}$$

PARA CILINDROS: Longitud  $\times$  Diám. Exterior = L/D<sub>0</sub>

PARA ESFERAS: Radio Interior = 100  $\times$  espesor = L<sub>i</sub>/100 t<sub>n</sub>

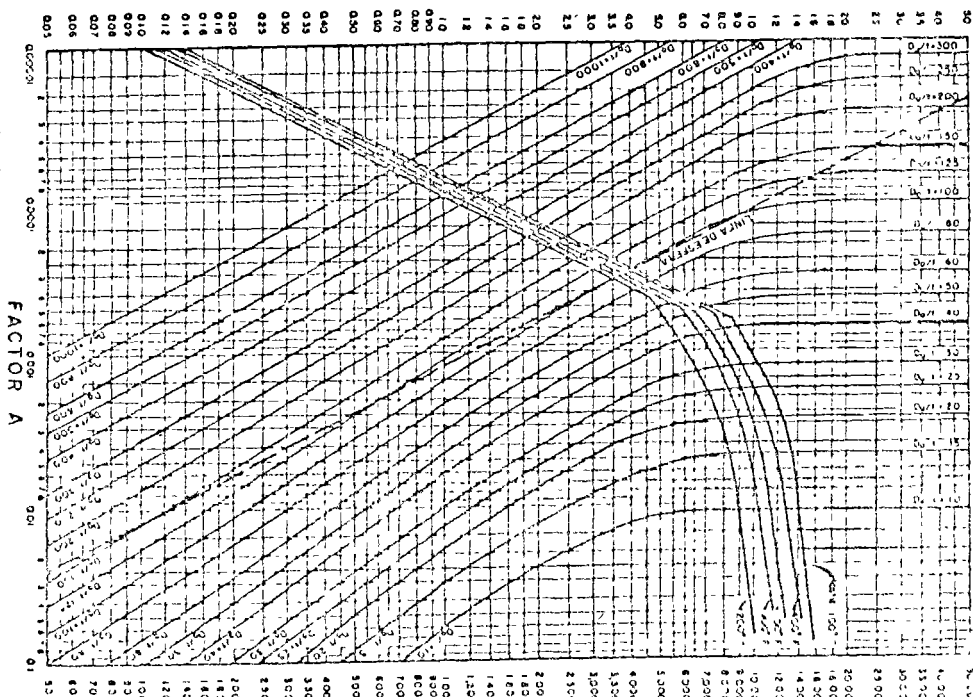


FIG. M.04.b

Gráfica para determinar el espesor de la cortante de recipientes cilíndricos y esféricos bajo presión externa, cuando se construyan de Acero Austenítico (B.C.-S<sub>1</sub> Tipo 304, B.C.-S<sub>2</sub> Tipo 304, B.C.-S<sub>3</sub> Tipo 304, B.C.-S<sub>4</sub> Tipo 304, B.C.-S<sub>5</sub> Tipo 304, B.C.-S<sub>6</sub> Tipo 304, B.C.-S<sub>7</sub> Tipo 304, B.C.-S<sub>8</sub> Tipo 304, B.C.-S<sub>9</sub> Tipo 304, B.C.-S<sub>10</sub> Tipo 304, B.C.-S<sub>11</sub> Tipo 304, B.C.-S<sub>12</sub> Tipo 304, B.C.-S<sub>13</sub> Tipo 304, B.C.-S<sub>14</sub> Tipo 304, B.C.-S<sub>15</sub> Tipo 304, B.C.-S<sub>16</sub> Tipo 304, B.C.-S<sub>17</sub> Tipo 304, B.C.-S<sub>18</sub> Tipo 304, B.C.-S<sub>19</sub> Tipo 304, B.C.-S<sub>20</sub> Tipo 304, B.C.-S<sub>21</sub> Tipo 304, B.C.-S<sub>22</sub> Tipo 304, B.C.-S<sub>23</sub> Tipo 304, B.C.-S<sub>24</sub> Tipo 304, B.C.-S<sub>25</sub> Tipo 304, B.C.-S<sub>26</sub> Tipo 304, B.C.-S<sub>27</sub> Tipo 304, B.C.-S<sub>28</sub> Tipo 304, B.C.-S<sub>29</sub> Tipo 304, B.C.-S<sub>30</sub> Tipo 304, B.C.-S<sub>31</sub> Tipo 304, B.C.-S<sub>32</sub> Tipo 304, B.C.-S<sub>33</sub> Tipo 304, B.C.-S<sub>34</sub> Tipo 304, B.C.-S<sub>35</sub> Tipo 304, B.C.-S<sub>36</sub> Tipo 304, B.C.-S<sub>37</sub> Tipo 304, B.C.-S<sub>38</sub> Tipo 304, B.C.-S<sub>39</sub> Tipo 304, B.C.-S<sub>40</sub> Tipo 304, B.C.-S<sub>41</sub> Tipo 304, B.C.-S<sub>42</sub> Tipo 304, B.C.-S<sub>43</sub> Tipo 304, B.C.-S<sub>44</sub> Tipo 304, B.C.-S<sub>45</sub> Tipo 304, B.C.-S<sub>46</sub> Tipo 304, B.C.-S<sub>47</sub> Tipo 304, B.C.-S<sub>48</sub> Tipo 304, B.C.-S<sub>49</sub> Tipo 304, B.C.-S<sub>50</sub> Tipo 304).

$$\text{FACTOR B} = \begin{cases} P (D_0/t) \text{ PARA CILINDROS} \\ P (L_i/t_n) \text{ PARA ESFERAS} \end{cases}$$

PARA CILINDROS Longitud - Diám Exterior =  $L/D_o$   
 PARA ESFERAS Radio interior - 100 x espesor =  $L_i/100 t_b$

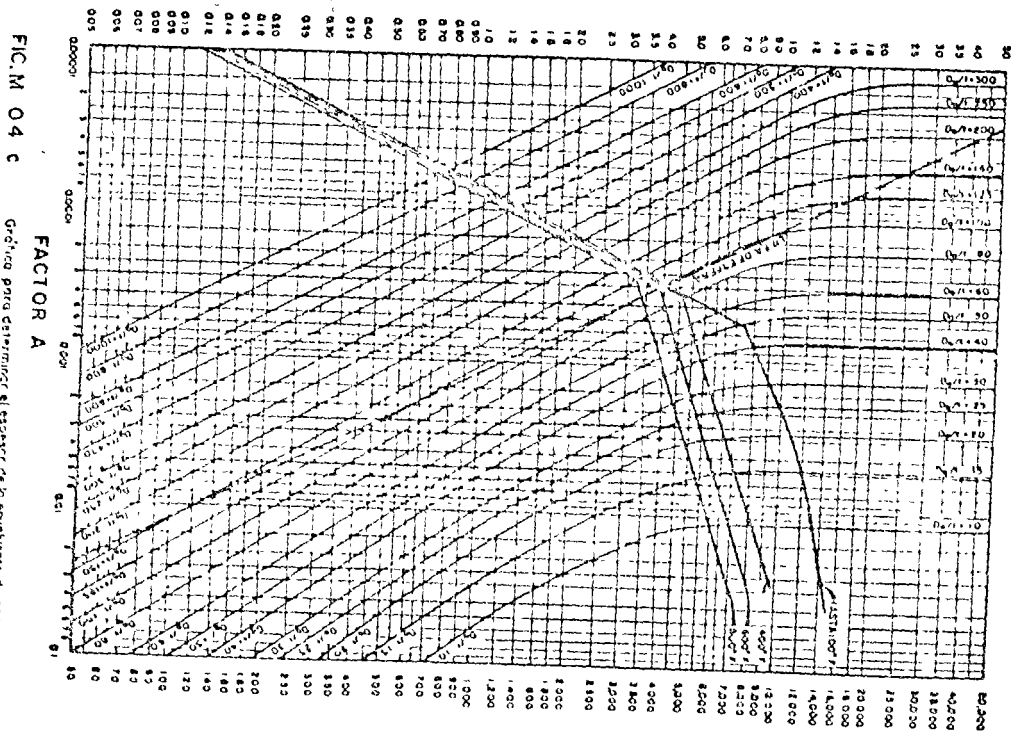


FIG. M. 04 c  
 Gráfica para determinar el espesor de la envoltura de recipientes cilíndricos y esféricos bajo presión externa, cuando se construyen de Aceros Austeníticos 16 Cr - 5 Ni - 0.03 Carbono máximo, Tipo 304 L.)

FACTOR B:  $\begin{cases} P(D_o/t) \text{ PARA CILINDROS} \\ P(L_i/t_b) \text{ PARA ESFERAS} \end{cases}$

PARA CILINDROS Longitud + Diám Exterior =  $L/D_o$   
 PARA ESFERAS Radio interior - 100 x espesor =  $L_i/100 t_b$

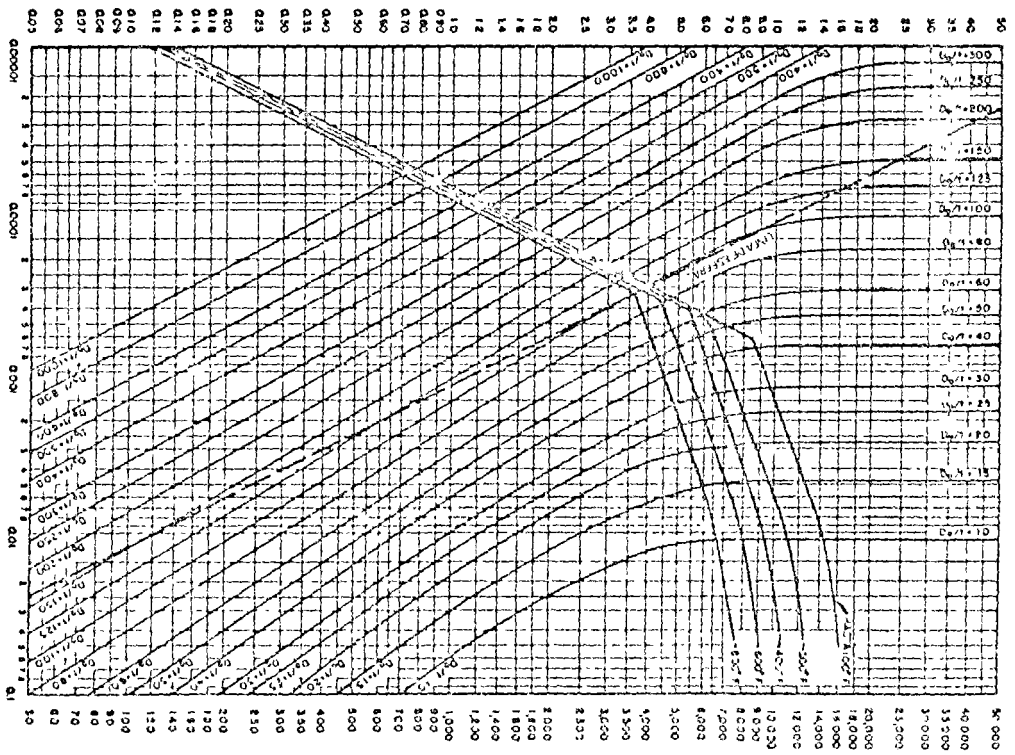


FIG. M. 04 d  
 Gráfica para determinar el espesor de la envoltura de recipientes cilíndricos y esféricos bajo presión externa, cuando se construyen de Aceros Austeníticos 16Cr-5Ni-0.03 Carbono máximo, tipos 304 L y 316 L.)

excepciones a estos párrafos, se deberá efectuar la calificación de los procedimientos de soldadura a emplear, de acuerdo con todas las variables esenciales de la Sección IX del Código ASME, incluyendo las condiciones del tratamiento térmico después de la soldadura, o la falta de éste, además de otras restricciones enlistadas adelante. A todos los recipientes soldados que trabajen a presión, o partes de éstos, se les dará un tratamiento térmico después de la soldadura, a la temperatura mínima especificada en la tabla M.08 cuando el espesor nominal, incluyendo la tolerancia para corrosión de cualquier junta soldada, exceda los límites de las notas de dicha tabla. Las excepciones indicadas en las notas de la tabla M.08, no son permitidas cuando el tratamiento térmico después de la soldadura, es un requisito de servicio como se establece en los párrafos UHA-51 de la Sección VII del Código ASME y K.01.a de esta Norma. Los materiales de la tabla M.08, se enlistan de acuerdo con los números "P" para la agrupación de materiales dados en la Tabla QW-432 de la Sección IX, del Código ASME; estos números también se enlistan en la tabla E.03.a de esta Norma.

M.08.b Se podrá mantener una temperatura mayor y/o, un mayor tiempo de mantenimiento de esta temperatura, que el indicado en la tabla M.08.

M.08.c Cuando se unan partes a presión con diferente número "P" por medio de soldadura, el tratamiento térmico después de la soldadura, será el especificado en la tabla M.08, con sus notas correspondientes para el material que requiera la más alta temperatura. Cuando se suelden partes no sujetas a presión a partes sujetas a presión, la temperatura para el tratamiento térmico de la parte a presión será la que rija.

Cuando se usen partes de acero ferrítico unidas a recipientes de acero inoxidable austenítico al Cromo-Níquel, no deberán sujetarse al tratamiento térmico de solución, descrito en el párrafo M.11.f 2.

M.08.d Cuando la junta soldada conecte partes de espesor diferente, el espesor de la placa que rija los requisitos del tratamiento térmico después de la soldadura del inciso M.08.a, será el siguiente:

M.08.d.1 El más delgado de las dos placas adyacentes soldadas a tope, incluyendo la junta envolvente-cabeza.

M.08.d.2 El más grueso, ya sea de la cabeza, o de la envolvente en las conexiones con cabezas intermedias del tipo mostrado en el grabado (f) de la figura K.02.f.1.

M.08.d.3 El de la envolvente en conexiones con: espejos, cabezas planas, cubiertas, o construcciones similares.

M.08.d.4 El de la placa de la cabeza, o de la envolvente para soldaduras de fijación de boquillas.

M.08.d.5 El del cuerpo de la boquilla, en conexiones de bridas con cuellos de boquillas.

M.08.d.6 El de la parte a presión, en el punto de fijación donde se suelde una parte sujeta a presión con otra no sujeta a presión.

M.08.e El tratamiento térmico después de la soldadura deberá efectuarse por medio de alguno de los procedimientos dados en el párrafo UW-40 de la Sección III Div. 1 del Código ASME y de acuerdo con los requisitos de la fracción L.10 de esta Norma, excepto lo indicado en las notas de la tabla M.08.

M.08.f Los recipientes, o partes de éste que se han tratado térmicamente después de la soldadura, de acuerdo con los requisitos de estos párrafos, deberán tratarse térmicamente de nuevo, después de que se hayan efectuado las reparaciones o alteraciones, si las soldaduras efectuadas en dichas alteraciones o reparaciones, requieren de tratamiento térmico después de la soldadura, de acuerdo con los requisitos del inciso M.08.a.

M.09 *Inspección radiográfica*

M.09.a Los requisitos de inspección radiográfica indicados en el inciso K.02.d y en los párrafos UW-51 y UW-52 de la Sección VIII Div. 1 del Código ASME, se aplicarán a los recipientes fabricados con aceros de alta aleación, exceptuando lo previsto en el inciso M.09.b. (Ver fracción M.02)

M.09.b Las juntas soldadas a tope en recipientes con juntas con



materiales tipo 405, soldados únicamente con electrodos de Cromo, así como los materiales tipo 410, 429 y 430, soldados con cualquier tipo de electrodo, deberán radiografiarse en todos los espesores. Las juntas soldadas a tope en recipientes construidos con material tipo 405 o con el tipo 410, con contenido máximo de carbono de 0.08%, soldados con electrodos que producen un depósito de soldadura austenítico al Cromo-Níquel, o un depósito Cromo-Níquel-Hierro no templable al aire, deberán radiografiarse, cuando el espesor más delgado de la placa o de la pared del recipiente en la junta soldada, es mayor de 38 mm (1½ pulg). Las radiografías finales para todas las soldaduras ferríticas de Cromo únicamente, incluyendo las reparaciones mayores de estas soldaduras, deberán tomarse después de efectuado el tratamiento térmico posterior a la soldadura. Las juntas soldadas a tope en recipientes construidos de material con 36% Ni, se deberán radiografiar en todos los espesores.

M.09.c

Las juntas soldadas a tope en recipientes construidos con aceros inoxidable austeníticos al Cromo-Níquel que deban radiografiarse de acuerdo con los requisitos de espesor del inciso K.02.d, o para espesores menores, donde la eficiencia de la junta indique una inspección radiográfica de acuerdo con la tabla K.02.e, deberán radiografiarse inmediatamente después del post-calentamiento, si éste debe efectuarse.

M.10

#### Inspección por líquido penetrante

Todas las soldaduras de acero de aleación austenítica al-Cromo-Níquel, ya sean a tope o de filete, en recipientes cuyo espesor de envolvente sea mayor de 19 mm (¾"), y todas las soldaduras a tope o de filete, de acero con 36% Ni, sin importar el espesor, deberán inspeccionarse por el método de líquido penetrante para detectar fisuras o grietas. Esta inspección deberá hacerse después del tratamiento térmico, si éste, hay que efectuarlo. Todas las grietas o fisuras deberán eliminarse.

TABLA M.03  
REQUISITOS PARA EL TRATAMIENTO TERMICO  
DESPUES DE LA SOLDADURA

Material	Notas	Temperatura		Tiempo mínimo de mantenimiento de la temperatura (Hrs/25 mm (1")) (Nota 1)
		°C	(°F)	
P-6				
Gr.1,2 y 3	(2) (4)	760	(1400)	1
P-7				
Gr.1 y 2	(2) (5)	732	(1350)	1
P-8				
Gr.1 y 2	(3)			
P-10E				
Gr.5*	(5)	677	(1250)	1
P-10I Gr.9	(5) (7)	732	(1350)	1
P-10H Gr.8	(6)			

\* Solamente para material con especificaciones SA-268 Gr. TP 416.

#### NOTAS

- (1) El tiempo de mantenimiento de la temperatura para materiales con espesores menores de 635 mm (¼") será de 15 min.
- (2) No requiere tratamiento térmico después de la soldadura, para recipientes construidos con materiales tipo 405 o tipo 410, cuyo contenido de carbono sea de 0.08% como máximo, y son soldados con electrodos que producen un depósito de soldadura austenítica de cromo-níquel, o un depósito de soldadura cromo-níquel-hierro no templable al aire, siempre y cuando el espesor de placa en la junta soldada sea como máximo de 95 mm (¾"), y que en las placas mayores de 95 mm (¾"), hasta 38 mm (1½") se mantenga un precalentamiento de 232°C (450°F) durante el soldado, y las juntas se radiografien totalmente.
- (3) No se requiere tratamiento térmico después de la soldadura, ni se prohíbe hacerlo, a las juntas con materiales de acero inoxidable austenítico del Grupo P-8 Gr 1 y 2 (Ver fracción M.11).
- (4) El tratamiento térmico después de la soldadura, deberá efectuarse tal y como se indica en la fracción L.10 de esta norma, y párrafo UW-40 de la Sección VIII Div. 1 del Código ASME
- (5) El tratamiento térmico después de la soldadura deberá efectuarse tal y como se indica en la fracción L.10 de esta norma y UW-40 de la Sección VIII, Div. 1 del Código ASME, con excepción del régimen de enfriamiento, que será de 55.5°C (100°F) por hora como máximo, arriba de 659°C (1200°F); después el régimen de enfriamiento deberá ser lo suficientemente rápido para prevenir la fragilidad.
- (6) No se requiere ni se prohíbe el tratamiento térmico después de la solda

Continúan notas de la Tabla M 08

dura, pero cuando se efectúe, deberá hacerse entre 985°C y 1040°C (1800°F y 1900°F), seguido de un enfriamiento rápido.

(7) No se requiere ni se prohíbe el tratamiento térmico después de la soldadura en espesores de 12.7 mm (½ pulg) y menores.

### M.11 *Sugerencias para la selección y tratamiento de los aceros austeníticos al cromo-níquel*

#### M.11.a Generalidades.

La selección de una composición apropiada de metal para resistir un medio corrosivo dado, así como la selección del tratamiento térmico y la preparación superficial del material seleccionado, no está comprendido dentro del alcance de esta norma. En esta fracción se exponen algunos de los factores que deben considerarse para lograr una buena selección.

#### M.11.b Estructura.

La composición, el trabajo mecánico, el ciclo de tratamiento térmico, y el régimen de solidificación de fundiciones y metal de soldadura, determinan la formación de las fases ferrítica, carburo y sigma, de los aceros inoxidables austeníticos. El tipo de estructura y los tratamientos térmico y mecánico que recibe, son factores determinantes en su resistencia a la corrosión intergranular, fractura debida al esfuerzo por la corrosión, susceptibilidad de fractura y en su ductilidad y tenacidad.

#### M.11.c Corrosión intergranular.

Cuando los aceros austeníticos se mantienen durante un tiempo suficiente a temperaturas entre 427°C (800°F) y 871°C (1600°F), el carburo de cromo tiende a precipitarse, principalmente en los límites de los granos austeníticos. Este tipo de precipitación se llama sensibilización. La corrosión intergranular tiene lugar cuando un material sensibilizado, se expone a un medio fuertemente corrosivo durante un tiempo largo. Los métodos para combatir la corrosión intergranular, son los siguientes:

M.11.c.1 El recocido a temperaturas entre 1009°C (1850°F) y 1120°C (2050°F), seguido de un enfriamiento rápido a través de la zona de sensibilización. La posterior operación del recipiente en la zona de sensibilización, puede resensibilizar el material.

M.11.c.2 La estabilización con Columbio, Titanio o Tantalio; estos elementos tienen una fuerte afinidad con el carbono, y en cantidades suficientes impiden la precipitación de los carburos de cromo.

M.11.c.3 La utilización de tipos de acero que tengan un contenido de carbono lo suficientemente bajo, para que el agotamiento del cromo en los límites granulares se mantenga dentro de márgenes de seguridad.

M.11.d Fractura debida al esfuerzo por la corrosión. Los aceros austeníticos al cromo-níquel que se esfuerzan grandemente a la tensión, pueden desarrollar fracturas transcristalinas o intercristalinas, cuando se exponen a un medio corrosivo. Los esfuerzos pueden producirse por cargas externas, operaciones de soldadura, o conformado en frío, o aun, por un enfriamiento desigual. Los métodos para reducir la susceptibilidad de fractura debida al esfuerzo por la corrosión, incluyen la selección, de una composición que tenga una estructura austenítica estable en los límites de operación, y el tratamiento térmico para reducir la magnitud de los esfuerzos residuales.

M.11.e Formación de la fase Sigma. La existencia de la fase sigma en un acero inoxidable austenítico, puede reducir materialmente su ductilidad y su tenacidad. Bajo condiciones favorables, la fase sigma se forma lentamente en los límites de temperatura de 566°C (1050°F) y 927°C (1700°F). Los factores que contribuyen a la formación de la fase sigma incluyen la presencia de ferrita, trabajo previo en frío, variación en la composición debida a la solidificación progresiva, y a la presencia de ferritizantes, particularmente Molibdeno, Columbio y Titanio. La formación de la fase sigma puede reducirse al mínimo, o prevenirse, con una selección apropiada de la composición, o la fase sigma puede transformarse en austenita y ferrita por medio de un calentamiento y enfriamiento apropiados.

M.11.f Tratamiento térmico de los aceros austeníticos al cromo-níquel.

M.11.f.1 Al reconocer las controversias de opinión, relativas a los efectos del tratamiento térmico después de soldadura de los aceros inoxidables austeníticos, se han omitido los

requisitos obligatorios para ello. La experiencia en servicio es muy limitada como para permitir comparar la seguridad relativa de la utilización del material soldado, con y sin tratamiento térmico después de la soldadura, particularmente en secciones gruesas.

La estabilidad de los aceros austeníticos y su comportamiento óptimo en servicio, están influenciados por los tratamientos mecánico y térmico que han recibido, sin embargo, es principio básico que las reglas de esta norma se han preparado con el objeto de suministrar los requisitos mínimos de seguridad para equipos nuevos, y no para cubrir el deterioro que pueda ocurrir en servicio como resultado de la corrosión, inestabilidad del material, o por condiciones de operación imprevistas, tales como fatiga y cargas de choque.

TABLA M.11.f

LIMITES DE TEMPERATURA RECOMENDADOS  
PARA TRATAMIENTO TERMICO

Número del tipo de material	Temperaturas para el tratamiento térmico °C (°F)	
01, 302, 304, 308, 309, 310, XM 21 y 347	1010-1094	(1850-2000)
16	1010-1094	(1850-2000)
19 Cb, 310 Cb y 316 Cb	1010-1121	(1850-2050)
	1010-1066	(1850-1950)

11.f.2 Cuando se requiera la máxima resistencia a la corrosión, es aconsejable dar un tratamiento térmico tal, que se pongan en solución todos los carburos de cromo. Para lograr esto, es recomendable seguir el siguiente procedimiento:

11.f.2 a Mantener el recipiente dentro de los límites de temperatura, especificados, durante un tiempo mínimo de (1) hora, por cada 25 mm (1 pulg) de espesor. Enfriar uniformemente y tan rápido como sea posible, todas las partes del recipiente. El material no estabilizado con columbio o titanio deberá enfriarse como máximo en tres minutos, desde 927°C (1700°F) a 533°C (1000°F). El en-

friamiento rápido deberá continuarse hasta abajo de 427°C (800°F). Regímenes de enfriamiento más lentos pueden ajustarse satisfactoriamente para algunas composiciones de material y condiciones de servicio.

## M.11.g Composición restringida.

Para construcciones que involucren un tratamiento térmico dentro de los límites de formación de la fase sigma, se recomienda una composición química más restringida para el tipo 316 Cb, de acuerdo a lo siguiente:

Carbono	(C)	0.07	máx	
Manganeso	(Mn)	1.50	mín	
Fósforo	(P)	0.030	máx	
Azufre	(S)	0.030	máx	
Silicio	(Si)	0.75	máx	
Níquel	(Ni)	13.00	— 15.00	
Cromo	(Cr)	17.50	— 19.00	
Molibdeno	(Mo)	2.00	— 2.50	(Se prefiere 2.25)
Columbio o	(Cb)	0.90	máx	(El mínimo deberá ser 9 veces el contenido de carbono)
Columbio + Tantalio	(Cb + Ta)			

## M.11.h Soldadura con material diferente al del metal base.

Deberá tomarse en consideración la diferencia entre los coeficientes de expansión del metal base y la soldadura, antes de efectuar ésta en aceros inoxidable del tipo ferrítico, con electrodos austeníticos y para servicios que involucren condiciones severas de temperatura, particularmente aquéllos que son de naturaleza cíclica.

N REQUISITOS PARA EL DISEÑO DE RECIPIENTES A PRESION FABRICADOS CON PLACA DE RECUBRIMIENTO INTEGRAL O CON RECUBRIMIENTO APLICADO, RESISTENTES A LA CORROSION

## N.01 Generalidades

N.01.a Las reglas de los siguientes párrafos se aplican específicamente a recipientes a presión y partes de recipientes contruidos de placa con recubrimiento integral y aquellos que tienen aplicado un recubrimiento resistente a la corrosión, y se utilizan en conjunto con las reglas generales de la cláusula F, y las particulares para recipientes soldados de la cláusula K.

N.01.b Espesor mínimo de placa. El espesor mínimo especificado en el inciso L.01.b, será el espesor total para placas con recubrimiento integral, y el espesor de la placa base, para placas a las que se les va a aplicar un recubrimiento.

## N.02 Valores del esfuerzo máximo permisible

N.02.a Recubrimientos aplicados resistentes a la corrosión. El espesor del material usado para recubrimiento aplicado, no deberá tomarse en cuenta en el cálculo del espesor de pared necesario de cualquier recipiente recubierto. El valor del esfuerzo máximo permisible, será el dado para el material base en las tablas E.02.a y E.03.a.

N.02.b Placa con recubrimiento integral sin valor para el espesor total. Excepto como se permite en el inciso N.02.c, los cálculos de diseño, se basarán en el espesor total de la placa recubierta, menos el espesor mínimo nominal especificado de recubrimiento. Un exceso razonable del espesor, ya sea del recubrimiento real, o del metal de soldadura resistente a la corrosión del mismo espesor, puede incluirse en los cálculos de diseño como un espesor igual al de la placa base. El valor del esfuerzo máximo permisible, será el dado para el material base en las tablas E.02.a y E.03.a.

N.02.c Placa con recubrimiento integral con valor para el espesor total. Cuando la placa recubierta cumple una de las especificaciones de materiales enlistadas en el párrafo E.04.b.2 a y las juntas se terminan depositando metal de soldadura resistente a la corrosión, sobre la soldadura de la placa base para restaurar el recubrimiento, los cálculos de diseño se pueden basar en un espesor igual al espesor nominal de la placa base, más  $(S_c/S_b)$  veces el espesor nominal del recubrimiento, después de que se ha disminuido cualquier tolerancia para corrosión.

en donde:

$S_c$  = Valor del esfuerzo máximo permisible para el recubrimiento a la temperatura de diseño  $\text{kg/mm}^2$  (lb/pulg<sup>2</sup>)

$S_b$  = Valor del esfuerzo máximo permisible para la placa base a la temperatura de diseño  $\text{kg/mm}^2$  (lb/pulg<sup>2</sup>).

Cuando  $S_c > S_b$ , el factor  $S_c/S_b$ , deberá tomarse igual a la unidad

El valor del esfuerzo máximo permisible será el dado para el material de la placa base, en la Tabla E.02.a

Los recipientes en donde se incluye el recubrimiento para el cálculo del espesor de pared, no deberán construirse para presión interna, bajo las condiciones previstas en la Tabla K.02.e columna (c). En la tabla E.04.a se dan los valores del esfuerzo máximo permisible para materiales no ferrosos que pueden usarse como recubrimiento.

## N.03 Temperatura máxima permisible de trabajo

N.03.a Cuando los cálculos de diseño se basen en la espesor de la placa base, sin incluir el espesor del recubrimiento, la temperatura máxima de servicio del metal en el recipiente, será la permitida para el material de la placa base.

N.03.b Cuando los cálculos de diseño se basen en el espesor total de la placa recubierta, como se permite en el inciso N.02.c, la temperatura máxima de servicio del metal, será el menor de los valores permitidos en la Tabla E.02.a para la placa base, y en las Tablas E.03.a o E.04.a, para el material de recubrimiento.

N.03.c No se recomienda el uso de recubrimientos de acero inoxidable con aleación de cromo, con un contenido de este, mayor de 14% para temperaturas de servicio del metal, arriba de 427°C (800°F).

## N.04 Corrosión del material de recubrimiento

N.04.a Cuando se espere corrosión o erosión del material de recubrimiento, el espesor de éste, deberá incrementarse en una cantidad tal, que a juicio de Petróleos Mexicanos suministre el tiempo de vida deseado en servicio.

N.04.b Agujeros testigo. (Telltale holes). Cuando se usen agujeros testigo en recipientes recubiertos, los agujeros deberán tener una profundidad mínima del 80% del espesor necesario para una envolvente sin corturas de dimensiones similares, o prolongarse hasta llegar al recubrimiento.

## N.05 Espesor de envolventes y cabezas bajo presión externa

Los requisitos para el espesor de las envolventes bajo presión externa dados en las fracciones L.06 o L.04, y del

espesor para cabezas bajo presión externa dados en las fracciones L.06 o M.07, se aplicarán a recipientes a presión de placa recubierta. El recubrimiento puede incluirse en los cálculos de diseño, de acuerdo con lo previsto en los incisos N.02.b y N.02.c.

#### Operación a baja temperatura

Los materiales base usados en la construcción de recipientes que operarán abajo de  $-29^{\circ}\text{C}$  ( $-20^{\circ}\text{F}$ ), deberán satisfacer los requisitos de los incisos L.12.b a L.12.h de esta norma, o UHA-51 de la Sección VIII Div. 1 del Código ASME.

#### Juntas en recubrimientos integrales y recubrimientos aplicados

Los tipos de juntas y procedimientos de soldadura empleados deberán ser tales que reduzcan al mínimo la formación de una composición frágil de la soldadura, debido a la mezcla de los metales de la aleación resistente a la corrosión, y el material base.

Debido a los diferentes coeficientes de dilatación en los metales disímiles, se deberá tener cuidado en el diseño, con objeto de evitar problemas en servicio, por condiciones extremas de temperatura, o por restricciones poco usuales de las partes, como puede ocurrir en los puntos de concentración de esfuerzos.

#### Composición del metal de soldadura

Las soldaduras expuestas a la acción corrosiva del contenido del recipiente, deberán tener una resistencia a la corrosión sustancialmente igual a la del recubrimiento. El uso de un metal de aporte que deposite metal de soldadura prácticamente con la misma composición que el metal que se une, es lo más recomendable. Puede usarse metal de soldadura con diferente composición, siempre y cuando éste, tenga propiedades mecánicas superiores y que su resistencia a la corrosión sea satisfactoria para el servicio propuesto. El contenido de columbio en un metal de soldadura de acero inoxidable austenítico estabilizado con columbio, será de 1.0% como máximo, excepto cuando se permita un contenido mayor en el metal que se une a soldar.

#### N.09 Tratamiento térmico después de la soldadura

N.09.a Los recipientes o partes de recipientes construidos de material con recubrimiento integral o aplicado, se tratarán térmicamente, cuando la placa-base requiera tratarse térmicamente después de la soldadura. En la aplicación de estas reglas, el espesor determinante será el espesor total que incluye el espesor de la placa-base y el espesor del recubrimiento resistente a la corrosión.

N.09.b Los recipientes a presión o partes de recipientes construidos de placa con recubrimiento integral o aplicado, de acero inoxidable con aleación de níquel, se tratarán térmicamente después de la soldadura en todos los espesores, excepto los fabricados con recubrimiento tipo 405 o tipo 410 S, y soldados con electrodos de material austenítico o de níquel-cromo-hierro no templable al aire, que no necesitan tratarse térmicamente, a menos que la placa base lo requiera de acuerdo con el párrafo N.09.a.

N.09.c Los tratamientos térmicos después de las soldaduras, pueden estar en los límites de precipitación de los carburos, para los aceros austeníticos inestabilizados al cromo-níquel, o también dentro de los límites donde la fase sigma podrá formarse; y si se usan en forma indiscriminada, podrá resultar un material con resistencia a la corrosión y con propiedades físicas inferiores, siendo la causa de falla del recipiente.

#### REQUISITOS PARA EL DISEÑO DE RECIPIENTES FABRICADOS CON ACEROS FERRITICOS TRATADOS TÉRMICAMENTE

##### O.01 Generalidades

O.01.a Las reglas de los párrafos siguientes, se aplican específicamente al diseño de recipientes a presión y partes de recipientes que se construyen con aceros ferríticos tratados térmicamente, cubiertos por esta cláusula y se usarán en conjunto con las reglas generales dadas en la cláusula F y las particulares para recipientes soldados dadas en la cláusula K.

O.01.b Espesor. El espesor mínimo después de conformada cual

quier sección sujeta a presión, será de 6.35 mm (1/4"), exceptuando lo permitido en las notas de la tabla E.05.a.

**02 Juntas soldadas**

En los recipientes o partes de recipientes contruidos de aceros tratados térmicamente y cubiertos por esta parte, excepto lo permitido en el inciso O 02 b; todas las juntas con categorías A, B y C, definidas en el inciso K 01.b y todas las otras juntas soldadas entre partes del recipiente a presión, que no estén definidas con una designación de categoría, deberán ser del tipo No. 1 de la tabla K.02.e. Todas las juntas de categoría D, deberán ser del tipo No. 1 de la Tabla K.02.e cuando el espesor de la placa envolvente sea de 50.8 mm (2 pulg) o menor. (Ver figura O.03.a)

Cuando el espesor sea mayor de 50.8 mm (2 pulg), los detalles de soldadura pueden ser como los permitidos para boquillas de la fracción O.03 y de la figura O.03.b.

Para los materiales SA-333 Gr.8, SA-334 Gr.8, SA-353, SA-522, SA-553 y SA-645, las juntas de diferentes categorías, (ver inciso K.01.b) serán como sigue:

Todas las juntas de categoría A, serán del tipo No. 1 de la tabla K.02.e.

Todas las juntas de categoría B, serán del tipo No. 1 o 2 de la tabla K.02.e.

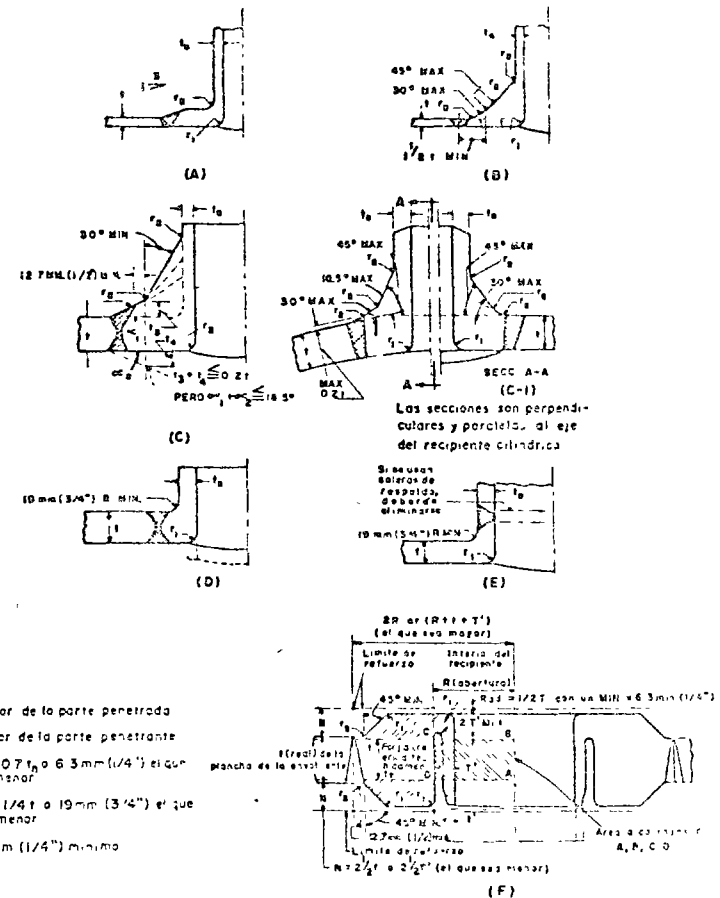
Todas las juntas de categoría C, serán con soldadura de penetración completa en toda la sección de la junta.

Todas las juntas de categoría D, serán de penetración completa en todo el espesor de la pared del recipiente o boquilla.

**03 Boquillas y otras conexiones**

Todas las aberturas sin importar su tamaño, deberán cumplir los requisitos de relieve, geometría, fijación, y los detalles de la figura O 03.a, excepto cuando.

- a) Se permita lo estipulado en el inciso O.02.a, que deberá cumplir los detalles de la fig. O 03.b
- b) Se permita lo estipulado en el inciso O.02.b, que deberá cumplir los detalles de la fig. K 02.i.

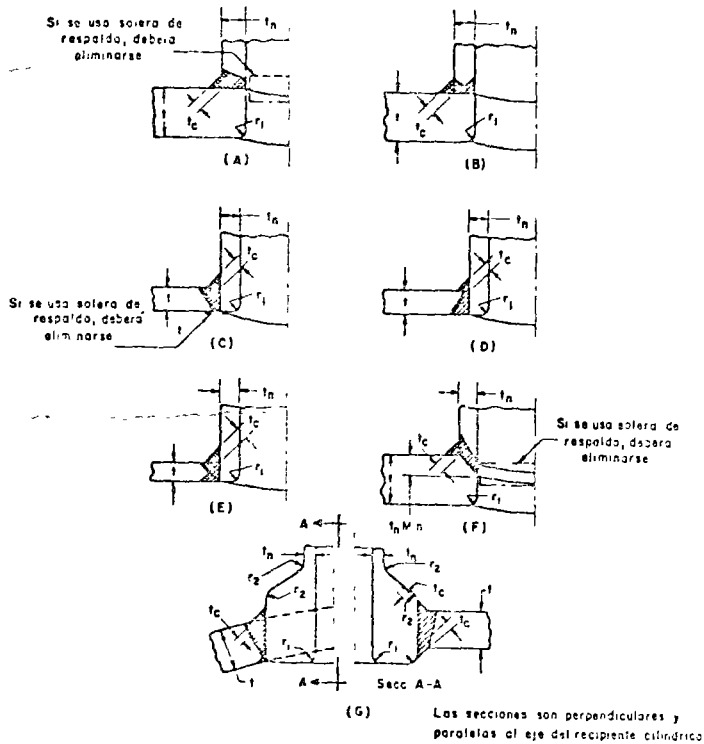


Las secciones son perpendiculares y paralelas al eje del recipiente cilíndrico

Se muestran secciones de respaldo, de acuerdo a la norma

El refuerzo puede distribuirse dentro de los límites prescritos por la norma

FIG. N° O 03 a - Fijación aceptable de boquillas con soldadura y fácilmente radiográficas de acuerdo con la norma



**Nota**

- t = Espesor de la Parte Penetrada
- t<sub>n</sub> = Espesor de la Parte Penetrante
- r<sub>c</sub> = 0.7 t<sub>n</sub> a 6.3 mm (1/4"), el que sea menor
- r<sub>i</sub> = 1/4 t a 19 mm (3/4"), el que sea menor
- r<sub>2</sub> = 6.3 mm (1/4") mínimo

FIG N° O 03 b - Fijación de boquillas con soldaduras aceptables de penetración completa, radiografiadas con dificultad y generalmente requiriendo técnicas especiales que incluyen exposiciones múltiples para cuidar las variaciones de espesor

O 03.b Todas las partes a presión, se fabricarán de material cuya resistencia mínima especificada, sea igual o mayor que la del material de la envolvente, excepto de bridas para tubos, tubos, o cámaras de comunicación, que podrán ser de acero al carbono de baja, o de alta aleación, soldados a los cuellos de la boquilla del material requerido, siempre y cuando.

O 03.b.1 La junta sea una soldadura circunferencial a tope, localizada a una distancia mínima de  $\sqrt{rt}$ , medida desde el límite del refuerzo, como se define en la fracción G 05, y donde:  
 r = radio interior del cuello de boquilla, y  
 t = espesor de la boquilla en la junta.

O 03.b.2 El diseño del cuello de la boquilla en la junta, se hará basado en los valores del esfuerzo permisible del material más débil.

O 03.b.3 La pendiente del cuello de la boquilla no deberá ser mayor de 3 a 1 en una distancia de 1.5 t como mínimo, desde el centro de la junta.

O 03.b.4 El diámetro del cuello de la boquilla no exceda los límites dados en la fracción G.12, para aberturas diseñadas de acuerdo con las fracciones G.01. a G.09.

**O 04 Secciones cónicas**

Las secciones cónicas se suministrarán con una ceja recta que tenga una longitud mínima de  $0.50 \sqrt{rt}$ ; (donde r es el radio interior del cilindro adyacente y t es el espesor del cono), o de 38.1 mm (1 1/2 pulg), el que sea mayor. Deberá preverse una transición en ambos extremos de la sección cónica, y el radio de transición será como mínimo 10% del diámetro exterior de la ceja recta, pero en ningún caso, será menor de 3 veces el espesor del cono.

**O 05 Valores del esfuerzo máximo permisible**

En la tabla E 05 a, se dan los valores del esfuerzo máximo permisible a las temperaturas indicadas, para los materiales que cumplen las especificaciones enlistadas en esa tabla. Los valores pueden interpolarse para temperaturas intermedias, o tomar el valor correspondiente a la temperatura inmediata superior. (Ver fracción E.03).

**O.06 Tolerancia para corrosión**

La previsión de un posible deterioro debido al ambiente en el que opera el recipiente, es responsabilidad del diseñador.

**O.07 Espesor de envoltentes bajo presión externa**

Las envoltentes cilíndricas o esféricas bajo presión externa deberán diseñarse con las reglas de la fracción F.13, usando la figura O.07.a para el material SA-517 Gr.A, B, D, E y F.

**O.08 Aditamentos estructurales y anillos de refuerzo**


**O.08.a** Excepto como se permite en el inciso O.08.b, todo los aditamentos estructurales y anillos de refuerzo que se sueldan directamente a las partes a presión, deberán hacerse con materiales cuya resistencia mínima especificada, sea igual o mayor que la del material al cual se fijan.

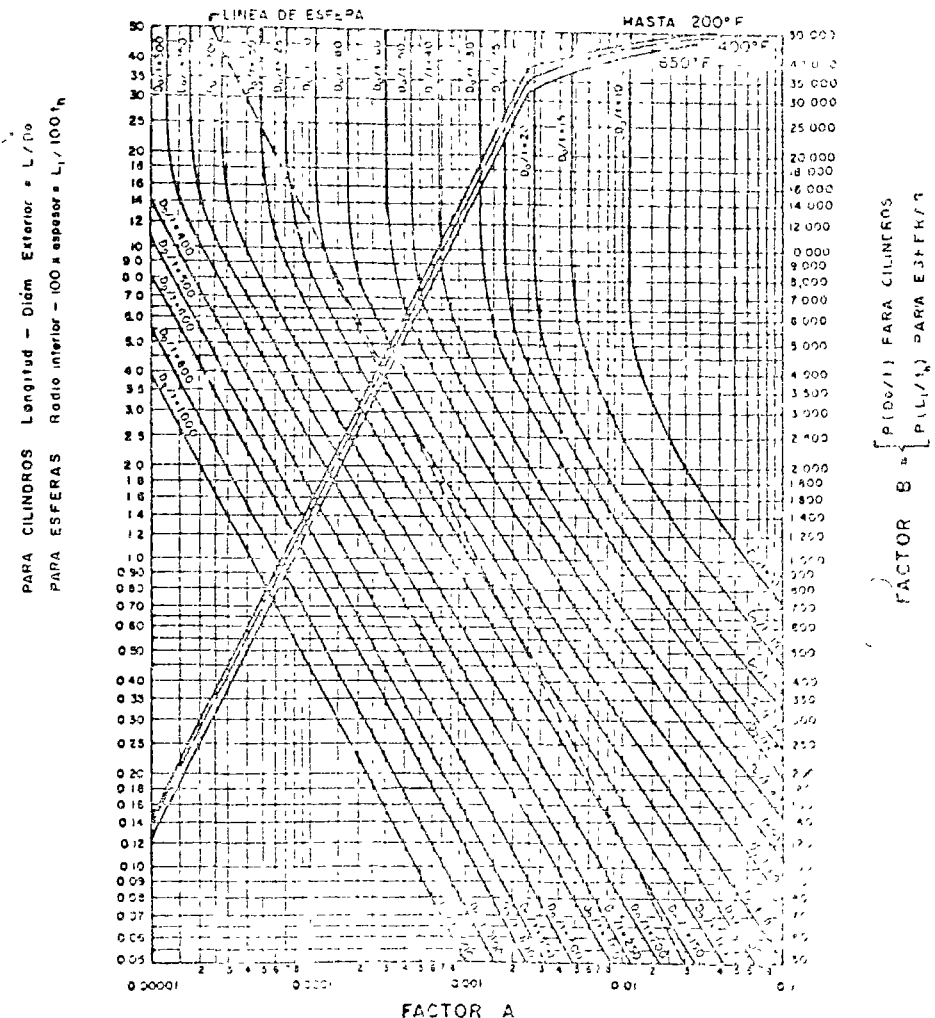
**O.08.b** Todos los aditamentos estructurales permanentes, soldados directamente a las envoltentes o cabezas, y construídos con materiales SA-333 Gr.8, SA-334 Gr.8, SA-353, SA-522, SA-553 y SA-645, serán de un material cubierto por estas especificaciones, o de acero inoxidable austenítico del tipo que no pueda endurecerse por tratamiento térmico. Si se usa el acero inoxidable austenítico apropiado en los aditamentos permanentes, se deberá considerar un mayor coeficiente de expansión para este tipo de aceros.

**O.09 Anillos de refuerzo para envoltentes bajo presión externa**

Las reglas que cubren el diseño de los anillos de refuerzo, se dan en la fracción F.14. El diseño deberá basarse en la gráfica correspondiente al material empleado en el anillo.

**O.10 Fijación de los anillos de refuerzo a las envoltentes**

Las reglas que cubren la fijación de los anillos de refuerzo, se dan en la fracción F.15. La fijación deberá hacerse  de un procedimiento de soldadura calificada.



**FIG O 07 G** Gráficas para determinar el espesor de la envoltente de recipientes cilíndricos y esféricos bajo presión externa, cuando se construyen de acero de bajo aleación templado y endurecidos SA-517 A, E y F.



gado de la sección IX del Código ASME, para recipientes construidos bajo las reglas de esta cláusula.

**0.11 Cabezas conformadas, con presión sobre el lado concavo**

Excepto como se prevé en los párrafos F.17.e, F.17.s.3 y F.17.s.4, las cabezas conformadas se limitarán a las del tipo elíptico y/o hemisférico, diseñadas de acuerdo con los incisos F.17.d ó F.17.f.

**0.12 Cabezas conformadas con presión sobre el lado convexo**

Las cabezas elípticas, hemisféricas y cónicas, con presión sobre el lado convexo se diseñarán bajo las reglas de la fracción F.18, usando la Figura O.07.a, para el material SA-517 Gr. A, B, D, E y F.

**0.13 Cabezas hemisféricas**

Cuando se van a usar cabezas hemisféricas, se deberán emplear las transiciones cabeza a envolvente mostradas en los grabados (l) y (n) de la Fig. K.02.f.1.

Cuando la soldadura se encuentra en, o adyacente a una sección cónica, ésta, deberá terminar de manera de mantener uniforme la pendiente necesaria en la longitud total de la sección cónica.

**0.14 Materiales que tienen diferente coeficiente de expansión**

Cuando se sueldan materiales con electrodos austeníticos, las diferencias entre los coeficientes de expansión y las resistencias del material base y el metal de soldadura, deberán considerarse cuidadosamente, especialmente en aplicaciones que involucren esfuerzos cíclicos.

**0.15 Tratamiento térmico después de la soldadura**

Antes de aplicar los requisitos detallados y las excepciones de estos párrafos, se deberán efectuar las calificaciones de los procedimientos de soldadura que se vayan a usar, de acuerdo con las variables esenciales de la sección IX del Código ASME, incluyendo las condiciones del tratamiento térmico después de la soldadura, o la falta de este tratamiento, e incluyendo las restricciones enlistadas alajo.

Cuando se determine el espesor que requiere tratamiento térmico después de la soldadura en la tabla O.15, para recipientes o partes de recipientes con recubrimiento integral o con depósitos de soldadura en capas, se deberá emplear el espesor del material incluyendo el recubrimiento integral y los depósitos de soldadura en capas.

**O.15.b** Los recipientes o partes de recipientes construidos de los aceros enlistados en la tabla E.05.a, deberán tratarse térmicamente después de la soldadura, cuando se requiera, según la tabla O.15.

**O.15.c** El tratamiento térmico después de la soldadura deberá efectuarse de acuerdo con la fracción L.10, modificada de acuerdo con los requisitos de la tabla O.15.

**O.15.d** Todas las soldaduras de conexiones y de aditamentos, deberán tratarse térmicamente después de la soldadura, siempre que lo requiera la tabla O.15, basándose en el material de mayor espesor, en los puntos de fijación con la cabeza o envolvente. (Ver incisos O.15.b y O.15.c)

**O.15.e** Cuando se traten térmicamente después de la soldadura los materiales con especificación SA-333 Gr.8, SA-334 Gr.8, SA-353, SA-522, SA-553 y SA-645; el recipiente completo o el componente del recipiente que se trate térmicamente de esta manera, deberán mantenerse dentro de los límites permisibles de temperatura definidos en la tabla O.15.

**O.16 Inspección**

**O.16.a** Radiográfica Se requiere inspección radiográfica total de todas las juntas soldadas, tipo No. 1 de la tabla K.02.e, de acuerdo con los requisitos del párrafo UW-51 de la Sección VIII Div. 1 del Código ASME. La inspección radiográfica necesaria, se efectuará después de que se haya depositado cualquier soldadura de aleación de protección, resistente a la corrosión.

**O.16.b** Soldaduras para la fijación de boquillas Las soldaduras para la fijación de boquillas previstas en el inciso O.03.b y en las figuras O.03.a y O.03.b, deberán inspeccionarse radiográficamente, de acuerdo con los requisitos del párrafo UW-51 de la Sección VIII, Div. 1 del Código ASME, excepto los tipos de boquilla de la figura O.03.b con di-

TABLA O 15  
REQUISITOS PARA EL TRATAMIENTO TERMICO DESPUES DE LA  
SOLDADURA (TTDS)

Material	No. P	No. de Grupo Normalizado (N)	Templado (T) o Revenido	Espesor que Requiere TTDS (pulg.)	Tiempo de Tratamiento			Régimen de enfriamiento (notas)				
					temp.	hr.	min.					
SA-333 Gr.8	11A	1	1625-1700(N) mas	1050-1125 mayor de 2	1025	085	1	2	(1) (2)			
SA-334 Gr.8			1425-1500(N)	"	"	"	"	"	"	"		
SA-333 Gr.8	11A	1	1450-1525 (T)	1020-1125	"	"	2	1025	1085	1	2	(1) (2)
SA-334 Gr.8			1625-1700(N)	"	"	"	"	"	"	"	"	"
SA-353	11A	1	1425-1500(N)	1050-1125	"	"	2	1025	1085	1	2	(1) (2)
SA-517 Gr. A o SA-532 Gr. A	11B	1	1650-1725 (T)	1150 min	"	"	0.58	1000-1100	1	%		(1)
SA-517 Gr. E o SA-532 Gr. E	11B	2	1650-1725 (T)	1150 min	"	"	0.58	1000-1100	1	%		(1)
SA-517 Gr. F o SA-532 Gr. F	11B	3	1650-1725 (T)	1150 min	"	"	0.58	1000-1100	1	%		(1)
SA-517 Gr. B	11B	4	1650-1725 (T)	1150 min	"	"	0.58	1000-1100	1	%		(1)
SA-517 Gr. D	11B	5	1650-1725 (T)	1150 min	"	"	0.58	1000-1100	1	%		(1)
SA-517 Gr. J	11B	6	1650-1725 (T)	1150 min	"	"	0.58	1000-1100	1	%		(1)
SA-517 Gr. M	11B	7	1650-1725 (T)	1150 min	"	"	0.58	1000-1100	1	%		(4)
SA-522	11A	1	1625-1700(N)	1050-1125	"	"	2	1025-1085	1	2		(1), (2)
SA-522	11A	1	1425-1500(N)	1050-1125	"	"	2	1025-1085	1	2		(1), (2)
SA-553 Gr. A y D	11A	1	1450-1525 (T)	1050-1125	"	"	2	1025-1085	1	2		(1), (2)
SA-553	11A	1	1650-1725 (T)	1100 min	"	"	0.58	1100 min	1	%		(1)
SA-645	11A	2	Note (3)	1150-1225 mayor de 2	1025-1085	1	2		1	2		(1), (2)
SA-538 Cl. 4	11A	5	1150-1625 (T)	1100 min	Todos	1100	1150	%	%	%		(1), (2)
SA-533 Gr. B Cl. 3	11A	4	1550-1620 (T)	1100 min	Todos	1000	1050	%	%	%		(1), (2)
SA-533 Gr. D Cl. 3	11A	4	1550-1800 (T)	1100 min	Todos	1000	1050	%	%	%		(1), (2)

## NOTAS

- (1) No se necesita aplicar el máximo régimen de enfriamiento indicado en el párrafo L 10.  
 (2) Si se emplea tratamiento térmico después de la soldadura el régimen de enfriamiento no deberá ser menor de 170°C (300°F) por hora hasta una temperatura de 315°C (600°F).  
 (3) 1575-1575 (T); 1275-1400 (T).

metro interior de 50.8 mm (2 pulg) y menor, que deberán inspeccionarse por los métodos de partícula magnética o líquido penetrante. Para la fijación de las boquillas ilustradas en (a), (b) y (f) de la figura O 03 b, la sección transversal expuesta de la pared del recipiente en la abertura, deberá incluirse en la inspección.

O.16.c Todos los depósitos de soldadura en capas resistentes a la corrosión, deberán examinarse por el método de líquido penetrante.

O.16.d Método de partícula magnética  
 Todas las soldaduras, incluyendo las de fijación de partes no sujetas a presión de aceros tratados térmicamente y cubiertos por esta norma, deberán ser inspeccionados por el Método de Partícula Magnética después de la prueba hidrostática, excepto aquellas superficies no accesibles, las que se deberán inspeccionar con este método en el último paso factible de la fabricación del recipiente. Deberá usarse un método de magnetización que evite los atcos eléctricos.

O.16.e Método de líquido penetrante.  
 Como un método alternativo aceptable a la inspección por partícula magnética, o cuando este último método no sea factible por el carácter no magnético del depósito de soldadura, se deberá usar el método de inspección con líquido penetrante.  
 En los recipientes construidos con materiales SA-333 Gr.8, SA-334 Gr.8, SA-353 Gr. A y B, SA-552, SA-553 Gr. A y B y SA-615, cuyas soldaduras, no hayan sido inspeccionadas radiográficamente, deberán inspeccionarse por el método de líquido penetrante antes o después de la prueba hidrostática.

## P RECIPIENTES ENCHAQUETADOS

### P.01 Generalidades

P.01.a Las reglas de esta cláusula cubren los requisitos mínimos para el diseño de la parte enchaquetada de un recipiente a presión. La parte enchaquetada de un recipiente se define como las paredes interiores o exteriores, los dispositivos de cierre y partes interiores de la chaqueta que están sujetas a esfuerzos debidos a la presión, incluyendo

do partes tales, como elementos de cierre de boquillas y anillos atesadores o de soporte.

P.01.b Todas las reglas de esta norma serán aplicables, a menos que es establezca lo contrario en esta cláusula

P.01.c Se considera que la chaqueta completa cae dentro de los límites de esta norma, cuando la presión interna es de  $1 \text{ kg/cm}^2$  ( $15 \text{ lb/pulg}^2$ ) o menor, o cualquier combinación de presión y vacío entre el recipiente y la chaqueta que pueda producir una presión externa total, mayor de  $1 \text{ kg/cm}^2$  ( $15 \text{ lb/pulg}^2$ ) sobre la pared del recipiente interior.

P.01.d Para los propósitos de esta norma, las chaquetas se consideran como cámaras integrales a presión, fijadas a un recipiente para uno o más propósitos, tales como:

P.01.d.1 Calentamiento del recipiente y su contenido.

P.01.d.2 Enfriamiento del recipiente y su contenido.

P.01.d.3 Suministrar una cámara de aislamiento sellada para el recipiente.

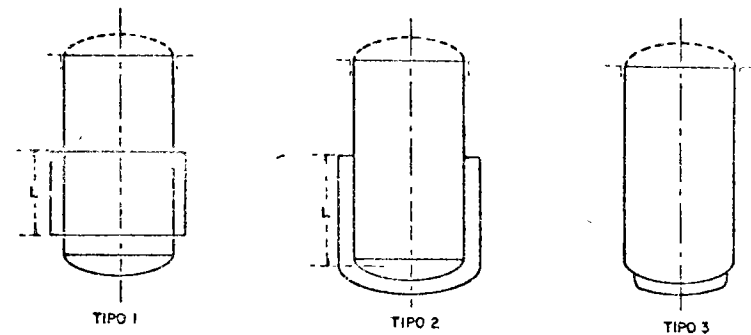
P.01.e Como se estableció anteriormente, esta norma no contiene reglas que cubren todos los detalles de diseño; sin embargo, cubren los tipos más comunes de chaquetas, y no están limitadas a las ilustradas y descritas en esta cláusula.

## 2 Tipos de recipientes enchaquetados

Esta cláusula se aplicará a los recipientes cuyas chaquetas cubren la envolvente o cabezas como las ilustradas en la Fig. P.02, y chaquetas parciales como las ilustradas en la Fig. P.07. Las chaquetas deberán ser circunferencialmente continuas como se muestra en la Fig. P.02 para los tipos 1, 2, 4 y 5, y deberán ser de sección circular para el tipo 3. Se puede emplear cualquier combinación de los tipos mostrados, sobre cualquier recipiente, siempre y cuando se cumplan los requisitos individuales de cada uno. Las chaquetas parciales, no se cubren en esta cláusula.

### Material

Los materiales empleados en la fabricación de chaquetas



TIPO 1- CHAQUETA DE CUALQUIER LONGITUD CUBRIENDO COMPLETAMENTE LA CIRCUNFERENCIA  
 TIPO 2- CHAQUETA CUBRIENDO UNA PARTE CILINDRICA Y UNA CABEZA  
 TIPO 3- CHAQUETA CUBRIENDO UNA PARTE DE LA CABEZA  
 TIPO 4- CHAQUETA CON ANILLOS DE REFUERZO O DE IGUALACION EN LA PARTE CILINDRICA PARA REDUCIR LA LONGITUD EFECTIVA  
 TIPO 5- CHAQUETA CUBRIENDO LA PARTE CILINDRICA Y CUALQUIER PARTE DE CUALQUIER CABEZA

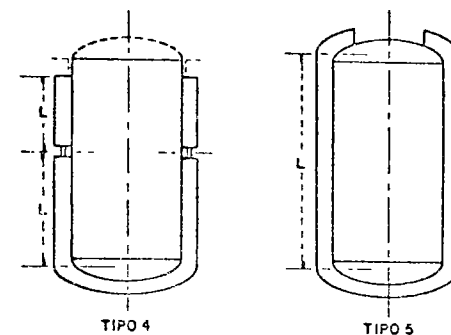


FIG NO P 02 - ALGUNOS TIPOS ACEPTABLES DE RECIPIENTES ENCHAQUETADOS

estarán de acuerdo a lo establecido en la cláusula E de esta norma.

**P.04** *Diseño de envolventes y cabezas enchaquetadas*

El diseño deberá cumplir los requisitos aplicables de la cláusula F de esta norma, excepto cuando se establezca otra cosa en esta cláusula.

**P.04.a** El espesor de la envolvente y de la cabeza deberá calcularse con las fórmulas de la cláusula F. Cuando se consideren las cargas descritas en la fracción F.07, se deberá prestar atención especial a los efectos de las cargas internas y externas, y a las expansiones diferenciales debido a las temperaturas de diseño. Cuando los soportes del recipiente se fijen a la chaqueta, se deberá considerar la transferencia de carga soportada, debido al recipiente interior y a su contenido.

**P.04.b** Los requisitos para aberturas de inspección descritas en la fracción G.11, se aplicarán a las chaquetas, con excepción de que el tamaño máximo de abertura no deberá exceder de 51 mil (2") de diámetro nominal de tubería, para cualquier diámetro de recipiente.

**P.04.c** El uso de placas de incidencia o mamparas en la conexión de entrada a la chaqueta para reducir la erosión de la pared interior, debe considerarse como un medio para la condensación de gases y vapores.

**P.04.d** Los recipientes enchaquetados se pueden diseñar utilizando las superficies apoyadas y reforzadas descritas en la fracción I.01, siempre y cuando la pared de la chaqueta cumpla, además de los requisitos de la fracción I.01 a, los de los incisos F.12 c, F.12 d y F.17. Esta cláusula no incluye chaquetas perforadas. (Ver inciso K.02.1).

**P.05** *Diseño del elemento de cierre de la chaqueta con el recipiente*

**P.05.a** Este párrafo da las reglas de diseño para los elementos de cierre montados aquí. Los cierres de geometría diferente a los ilustrados, podrán usarse, si cumplen los requisitos de resistencia de la fracción P.02.

**P.05.b** Los símbolos usados en esta cláusula son los siguientes:

$t_i$  = Espesor real de la pared del recipiente interior



$t_{e1}$  = Espesor mínimo necesario de la pared de la chaqueta exterior, sin incluir tolerancia para corrosión (pulgadas).

$t_{re}$  = Espesor mínimo necesario del elemento de cierre, sin incluir tolerancia para corrosión (pulgadas).

$t_c$  = Espesor real del elemento de cierre (pulgadas).

$t_1$  = Espesor real de la pared de la chaqueta exterior (pulgadas).

$t_n$  = Espesor nominal de la pared de la boquilla (pulgadas)

$r$  = Radio de esquina para cierres tóricos (pulgadas).

$R_s$  = Radio exterior del recipiente interior (pulgadas).

$R_j$  = Radio interior de la chaqueta (pulgadas).

$R_p$  = Radio de la abertura en la chaqueta, medido desde el eje de la boquilla (pulg).

$P$  = Presión de diseño en la cámara de la chaqueta (lb/pulg<sup>2</sup>).

$P_v$  = Vacío de diseño en el recipiente interior (lb/pulg<sup>2</sup>).

$S$  = Valor del esfuerzo máximo permisible de las tablas de la cláusula E (lb/pulg).

$j$  = Espacio libre entre la chaqueta y el recipiente =  $(R_j - R_s)$  (pulgadas)

$a, b, c, Y, Z$  = Dimensiones mínimas de soldadura para la fijación del elemento de cierre al recipiente interior, medidas como se muestra en las figuras P.05 y P.06 (pulgadas).

$L$  = Longitud de diseño de una sección de chaqueta, como se muestra en la figura P.02.

Esta longitud se determina como sigue:

- I Distancia entre las líneas de tangencia del recipiente, más un tercio de la profundidad de cada cabeza si no hay anillos de refuerzo, ni cierres en la chaqueta entre las líneas de tangencia
- II Distancia centro a centro, entre dos anillos de refuerzo, o cierres de chaqueta adyacentes
- III Distancia del primer anillo de refuerzo, o cierre de chaqueta a la línea de tangencia del recipiente interior, más un tercio de la profundidad de la cabeza del mismo, medidos paralelamente al eje del recipiente

Para el diseño de un anillo de refuerzo o elemento



de cierre, se deberá tomar la mayor longitud (L) adyacente

P.05.c Los cierres de chaquetas mostrados en la figura P.05, deberán cumplir los requisitos siguientes.

P.05.c.1 Los cierres del tipo mostrado en el grabado (a) de la figura P.05, que se usan en los recipientes enchaquetados del tipo 1, 2 y 4 de la figura P.02, tendrán un espesor mínimo necesario del elemento de cierre ( $t_{ce}$ ), por lo menos, igual al espesor mínimo necesario de la pared de la chaqueta exterior ( $t_{rj}$ ), y un radio de esquina ( $r$ ) no menor de " $3t_{ce}$ ". Este diseño de cierre está limitado a un espesor máximo ( $t_{ce}$ ), de 16 mm ( $\frac{5}{8}$ ").

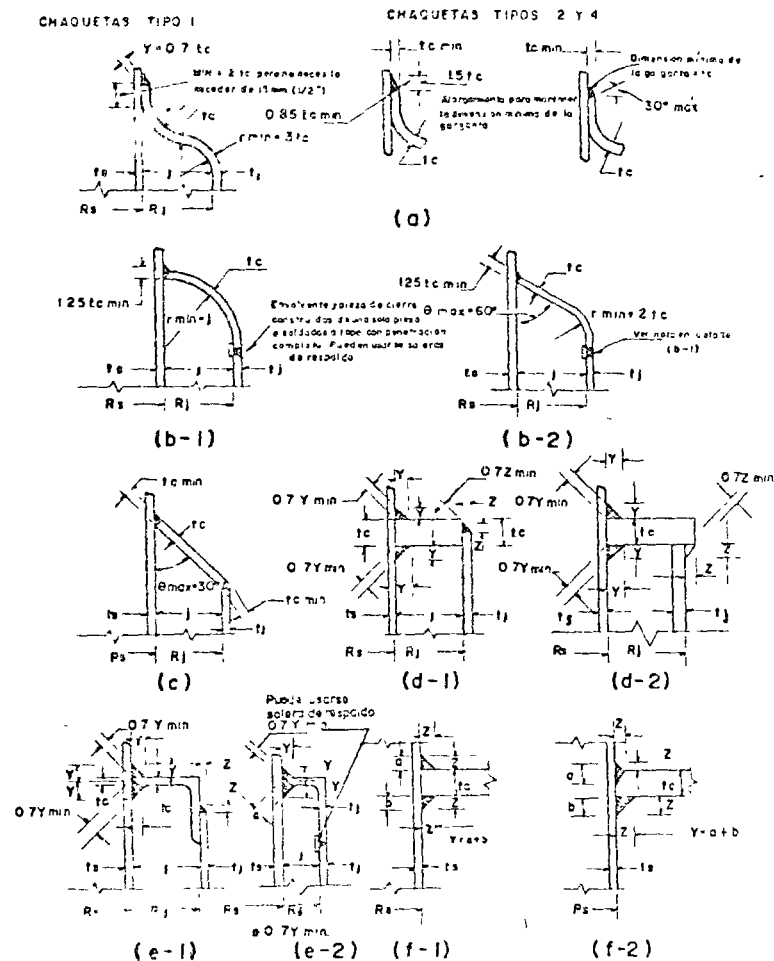
Cuando esta construcción se use en recipientes enchaquetados del tipo 1, la dimensión de la soldadura ( $Y$ ), no deberá ser menor de " $0.7t_{ce}$ ", y cuando se use en recipientes enchaquetados de los tipos 2 y 4, la dimensión de la soldadura ( $Y$ ), no deberá ser menor de " $0.83t_{ce}$ ".

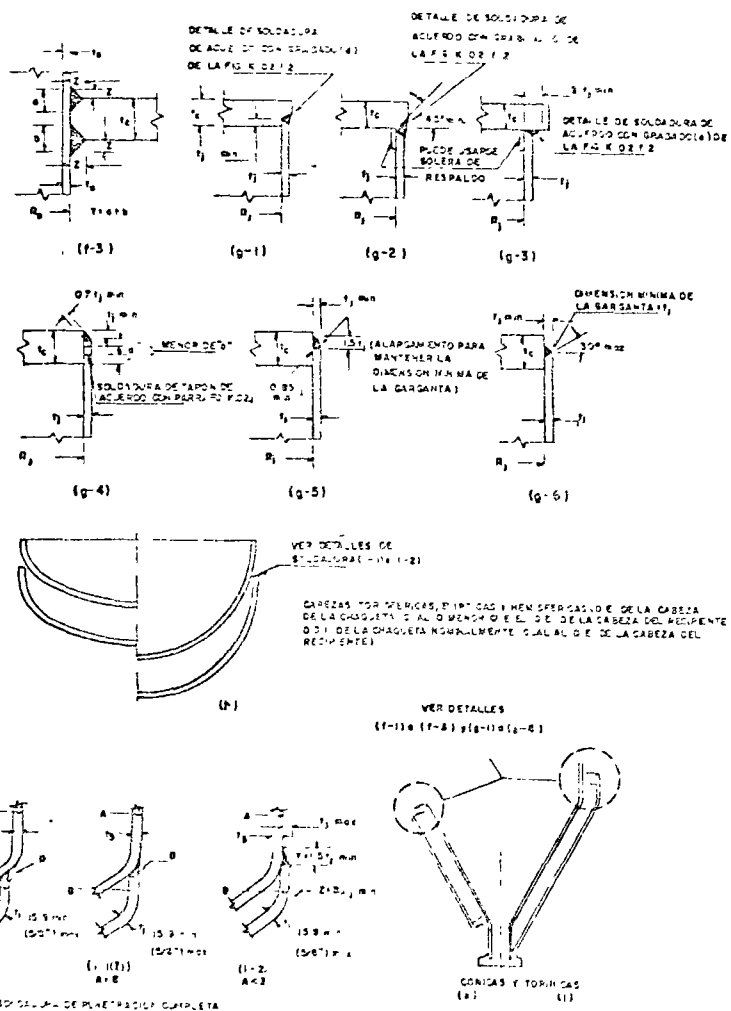
P.05.c.2 Los cierres de los tipos mostrados en los grabados (b-1) y (b-2) de la figura P.05, tendrán un " $t_{ce}$ " por lo menos igual a " $t_{rj}$ ".

Se puede usar soldadura de ranura que penetre el espesor total del cierre " $t_{ce}$ ", para fijar éste al recipiente interior, en todos los tipos de recipientes enchaquetados mostrados en la figura P.02. Sin embargo en recipientes enchaquetados tipo 1 de la fig. P.02, también se podrá usar una soldadura de fillete que tenga una dimensión mínima de garganta de " $0.7t_{ce}$ ", para unir el elemento de cierre a la pared del recipiente interior.

P.05.c.3 Los cierres del tipo mostrado en el grabado (c) de la figura P.05, se usarán únicamente en recipientes enchaquetados del tipo 1 de la figura P.02. El espesor del cierre " $t_{ce}$ ", se determinará con la fórmula (4) del inciso F.17 g, pero no deberá ser menor que " $t_{rj}$ ". El ángulo  $\theta$  se limitará a  $30^\circ$  como máximo.

P.05.c.4 Los cierres de los tipos mostrados, en los grabados (d-1), (d-2), (e-1) y (e-2) de la figura P.05, se usarán únicamente en recipientes enchaquetados del tipo 1 de la figura P.02, con la limitación adicional de que " $t_{rj}$ ", no deberá ser mayor de 16 mm ( $\frac{5}{8}$ "). El espesor mínimo requerido para el elemento de cierre, será el mayor de los siguientes:





$$t_{rc} = 2 t_{tj}$$

$$t_{rc} = 0.866 j \sqrt{\frac{P}{S}}$$

Las dimensiones de las soldaduras de filete serán como sigue:

"Y" igual o mayor que el menor de los valores de "0.75 t<sub>1</sub>" o "0.75 t<sub>2</sub>".

"Z", será como mínimo, igual a "t<sub>1</sub>".

P.05.c.5 El elemento de cierre y las soldaduras del mismo con el recipiente interior, de los tipos mostrados en los grabados (f-2) y (f-3) de la figura P.05, pueden usarse en cualquiera de los tipos de recipientes encajetados mostrados en la figura P.02. El espesor mínimo necesario del elemento de cierre, se determinará por medio de la siguiente fórmula:

$$t_{rc} = 1.732 \sqrt{\frac{R P_s j}{S}}$$

El ancho del espacio libre entre la chaqueta y el recipiente, no deberá exceder del valor dado por la siguiente fórmula:

$$J = \frac{2 S t_1^2}{P R_j} - 0.5 (t_2 - t_1)$$

Las dimensiones de las soldaduras que unen el elemento de cierre al recipiente interior, serán como sigue:

(Y), como mínimo, el menor de "1.5 t<sub>1</sub>" o "1.5 t<sub>2</sub>", y debe ser la suma de las dimensiones a y b como se muestra en el grabado (f-3) de la fig. P.05.

(Z), tamaño mínimo necesario de la soldadura de filete cuando se usa en combinación con una soldadura de ranura u otra soldadura de filete, para mantener la dimensión mínima de (Y)

P.05.c.6 Las soldaduras de fijación de la chaqueta con el elemento de cierre, mostradas en los grabados (g-1), (g-2) y (g-3) de la figura P.05, pueden usarse en cualquier tipo de recipiente encajetado mostrado en la figura P.02. Las soldaduras de fijación mostradas en los grabados (g-4), (g-5) y (g-6) de la figura P.05, pueden usarse en cualquier tipo de recipiente encajetado cuando "t<sub>1j</sub>" no sea menor de 16 mm (5/8")

FIG. P.05. ALGUNOS TIPOS ACEPTADOS DE CIERRE PARA CHAQUETAS

- P.05.c.7 Los cierres mostrados en el grabado (h) de la figura P.05 usados en recipientes enchaquetados del tipo 3, de la figura P.02, deberán tener soldaduras de fijación de acuerdo a los grabados (i-1) o (i-2) de la figura P.05. Esta construcción está limitada a chaquetas donde " $t_r$ " no exceda de 16 mm ( $\frac{5}{8}$ " ).
- P.05.c.8 Los cierres para chaquetas cónicas o toricónicas mostradas en los grabados (k) y (l) de la figura P.05, deberán cumplir los requisitos para recipientes enchaquetados del tipo 2, mostrados en la figura P.02.
- P.05.d Toda soldadura radial en los elementos de cierre, será del tipo de junta soldada a tope, penetrando el espesor total del elemento, debiendo esmerilarse al ras en donde se efectuarán las soldaduras de fijación.
- P.05.e Cuando el recipiente interior deba cumplir los requisitos del inciso K.01.a, las soldaduras de fijación de la chaqueta al recipiente interior, no requerirán ser del espesor total, ni ser radiografiadas. Estas soldaduras de fijación deberán tratarse térmicamente después de efectuarse, cuando se requiera, de acuerdo con el inciso K.01.a, excepto cuando se especifique en las notas de la tabla L.10. El resto de la chaqueta no necesita cumplir el inciso K.01.a, cuando únicamente el recipiente interior esté sujeto a restricciones de servicio. Las limitaciones en diámetro de los incisos K.02.a y K.02.f no se aplican a las soldaduras de fijación de la chaqueta.
- P.05.f Los cierres para cualquier tipo de chaqueta atirantada, podrán diseñarse de acuerdo con los requisitos para chaquetas del tipo 1 mostradas en la figura P.02, siempre y cuando toda la chaqueta esté atirantada, para compensar las fuerzas en el extremo de la misma debido a la presión.
- P.06 *Diseño de aberturas en chaquetas*
- P.06 a El diseño de las aberturas en la chaqueta, deberá estar de acuerdo con las reglas dadas en las fracciones G.01 a G.10 inclusive.
- P.06.b No se requiere refuerzo adicional en las aberturas de las chaquetas del tipo mostrado en la fig. P.06, ya que dichas aberturas se han reforzado con el mismo elemento de cierre.

- P.06.c El espesor mínimo del elemento de cierre en la aberturas de la chaqueta, debe considerar únicamente la carga de presión en la membrana. Deben considerarse el diseño, las cargas axiales por presión y las cargas cundarias dadas en la fracción F.07.
- P.06.d El diseño de los elementos de cierre para aberturas las chaquetas mostradas en la figura P.06, deberán cumplir los siguientes requisitos:
- P.06.d.1 La pared de la boquilla podrá usarse como elemento cierre, como se muestra en el grabado (a) de la figura P.06, cuando la chaqueta es soldada a la pared de la boquilla.
- P.06.d.2 El espesor mínimo necesario ( $t_{rc}$ ), para los diseños mostrados en los grabados (b) y (d) de la figura P.06, se calculará como una envolvente bajo presión externa de acuerdo con la fracción F.13.
- P.06.d.3 El espesor mínimo necesario ( $t_{rc}$ ), para los diseños mostrados en el grabado (c) de la figura P.06, deberá ser igual a " $t_{rj}$ ".
- P.06.d.4 Para los diseños tipo, mostrados en los grabados (e-1) y (e-2) de la figura P.06, el espesor necesario del elemento de cierre unido al recipiente interior ( $t_{rc1}$ ), deberá calcularse como una envolvente bajo presión externa, de acuerdo con la fracción F.13. El espesor necesario del elemento flexible ( $t_{rc2}$ ), se determinará con una de las siguientes expresiones:

$$t_{rc2} = \frac{Pr}{SE - 0.6p} \quad (1) \text{ cuando no existe sección tubular en la chaqueta y el torus.}$$

$$t_{rc2} = \frac{PRp}{SE - 0.6p} \quad (2) \text{ (cuando existe sección tubular en la chaqueta y el torus).}$$

Donde:

E = Eficiencia de la soldadura de la tabla K.02.c, p soldadura circunferencial en el torus en la ecuación (1) o para cualquier soldadura en el elemento de cierre de la aberturas en la ecuación (2).

Rp = radio de la abertura en la chaqueta.

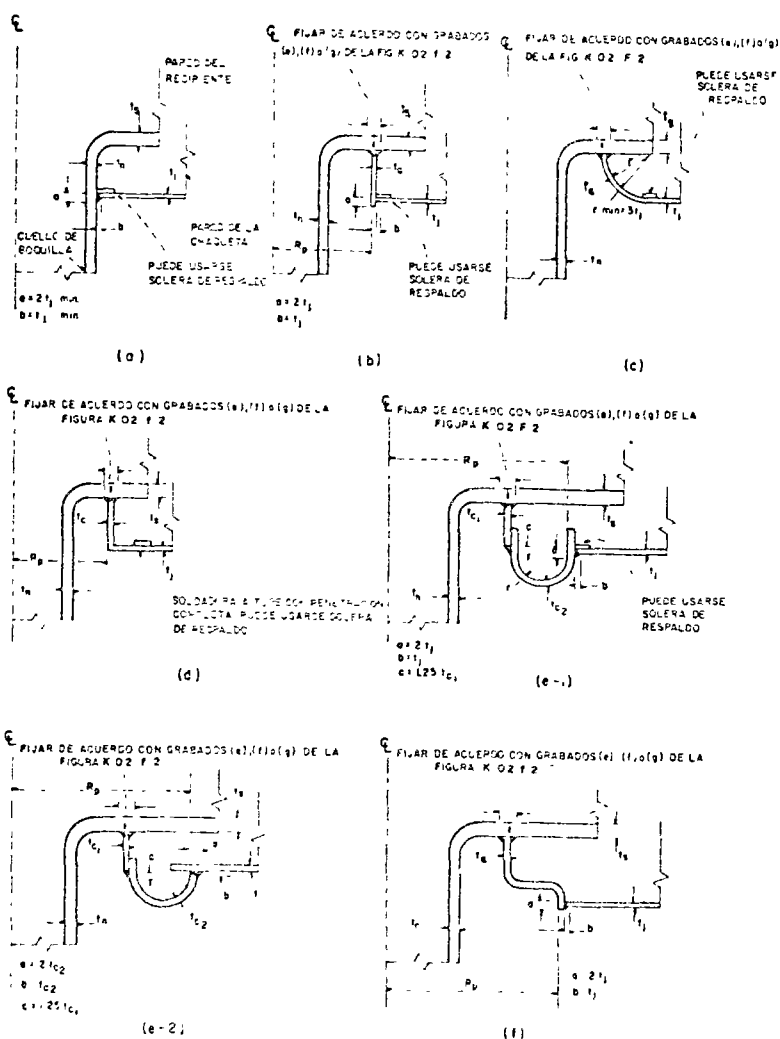


FIG. P.06 ALGUNOS TIPOS ACEPTABLES DE DETALLES DE REMATES

P.06.d.5 El espesor mínimo ( $t_{rc}$ ) para el diseño del elemento de cierre, para los tipos descritos en el inciso P.06.f, deberá calcularse como una envolvente de radio ( $R_p$ ) bajo presión externa, de acuerdo con la fracción F.13.

P.06.d.6 Los diseños tipos (b), (c), (d) y (e) de la figura P.06, suministran cierta flexibilidad y se diseñan con base similar a aquellos de las de juntas de expansión, en combinación con lo establecido en las fracciones F.07 y F.08. Únicamente se considera la carga de presión en la membrana cuando se determina el espesor mínimo del elemento de cierre en la abertura; y la combinación de esfuerzos directos localizados con los esfuerzos secundarios, no necesariamente deberán coincidir con los valores de los esfuerzos permisibles tabulados en esta norma. Es sabido que los esfuerzos directos localizados y los esfuerzos de flexión secundarios pueden existir en los recipientes diseñados y fabricados bajo los reglas de esta norma, por lo que las reglas para el diseño de los detalles deberán mantener dichos esfuerzos dentro de un nivel de seguridad inherente, de acuerdo con la experiencia del diseñador.

P.06.e Todas las soldaduras radiales en los elementos de sello de las aberturas, deberán ser, juntas soldadas a tope con penetración total del espesor del elemento de cierre.

P.06.f La forma de las cajas (wells) para las membranas de será ser circular, elíptica u ovalada, cuando sea posible. Las cajas (wells) de perfiles rectangulares pueden emplearse siempre y cuando sus esquinas se redondeen convenientemente.

### P.07 Diseño de chaquetas parciales

P.07.a Las chaquetas parciales son aquellas que no cubren la circunferencia total del recipiente. Algunas variantes se muestran en la figura P.07.

P.07.b Las reglas para el diseño de recipientes enchaquetados dadas en los párrafos anteriores, son aplicables a las chaquetas parciales, con las siguientes excepciones:

P.07.b.1 Las chaquetas parciales atornilladas, se diseñarán de acuerdo con la fracción I.01. Los elementos de cierre deben cumplir la fracción P.05.



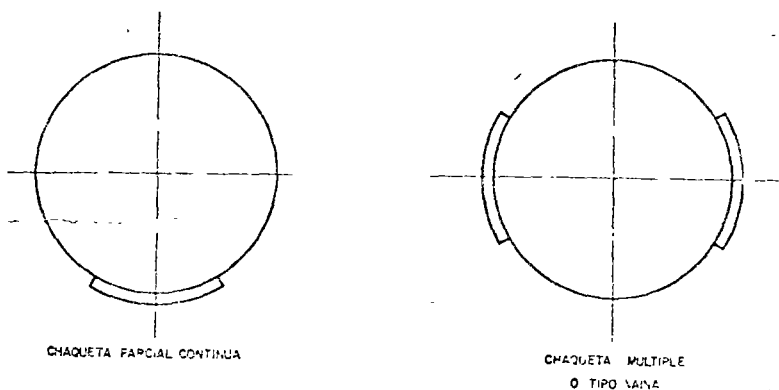


FIG. 1.2 P. 07

P.07.b.2 Las chaquetas parciales que por la naturaleza de su servicio o configuración no les es permitido tener una construcción atirantada, pueden fabricarse por otros medios siempre y cuando se diseñen con los valores del esfuerzo permisible indicados, y se prueben de acuerdo con el párrafo UG-101 (p) de la Sección VIII Div. 1 del Código ASME.

## Q DISPOSITIVOS PARA RELEVO DE PRESION

### Q.01 Generalidades

Q.01.a Todos los recipientes dentro del alcance de esta norma deberán suministrarse con dispositivos de protección, de acuerdo con lo indicado en esta cláusula.

Q.01.b Los generadores de vapor no sujetos a fuego directo, deberán equiparse con los dispositivos de protección especificados en la Sección I del Código ASME tanto como sea aplicable, de acuerdo con las condiciones de servicio de la instalación particular.

Q.01.c Todos los recipientes a presión, con excepción de los generadores de vapor no sujetos a fuego directo, deberán protegerse con dispositivos para relevo de presión, que eviten que ésta se eleve más de 10%, arriba de la presión máxima permisible de trabajo, excepto cuando el exceso de presión sea causado por exposición al fuego o alguna otra fuente de calor.

Q.01.d Cuando se puedan tener riesgos adicionales al exponer un recipiente a presión al fuego o a alguna otra fuente de calor externa (por ejemplo, recipientes empleados para almacenar gases licuados inflamables), se deberán instalar dispositivos de relevo de presión suplementarios para protegerlos de la presión excesiva. Dichos dispositivos de relevo de presión deberán ser capaces de evitar que la presión suba más de 20%, arriba de la presión máxima permitida de trabajo del recipiente. Un dispositivo sencillo para relevo de presión puede usarse para satisfacer los requisitos de este inciso y del Q.01.c, siempre y cuando este dispositivo cumpla los requisitos de ambos incisos.

Q.01.e Los dispositivos de relevo de presión se deberán construir, localizar e instalar de manera que sean fácilmente ac-

cesibles para su inspección y reparación, y de manera que aseguren un servicio continuo, debiendo seleccionarse sobre la base del servicio propuesto.

- Q.01.f Si se usan manómetros indicadores, preferentemente tendrán una capacidad hasta del doble de la presión de operación, pero en ningún caso la capacidad será menor de 1.5 veces la presión a la cual se ajuste el dispositivo de relevo.
- Q.01.g Podrán usarse discos de ruptura en lugar de válvulas de seguridad, en recipientes que contengan sustancias que puedan poner fuera de servicio las válvulas de seguridad, o donde se requiera evitar pérdidas de material valioso por fugas, o también para evitar la contaminación de la atmósfera debida a la fuga de gases nocivos. (Ver fracción Q.03)
- Q.01.h Los recipientes que vayan a operar totalmente llenos de líquido, deberán equiparse con válvulas de relevo para líquidos, a menos que se protejan con otros medios contra la sobrepresión.
- Q.01.i Los dispositivos de protección requeridos en el inciso Q.01.a, no necesitan instalarse forzosamente sobre el recipiente a presión cuando la fuente de presión es externa al mismo y se está completamente seguro de que en ningún momento, la presión en el recipiente pueda exceder la presión máxima permisible de trabajo a la temperatura de operación, excepto como se permite en los incisos Q.01.c y Q.01.d. (Ver párrafo UG-98 de la Sección VIII, Div. 1 del Código ASME)
- Las válvulas reductoras de presión y los instrumentos de control eléctricos o mecánicos similares, excepto las válvulas operadas por piloto permitidas en el inciso Q.02.b, no se consideraran dispositivos confiables para prevenir el exceso de presión que pueda generarse
- Q.01.j Los dispositivos de relevo de presión deberán construirse con materiales que estén de acuerdo con la presión, temperatura y otras condiciones de servicio necesarias. Las válvulas de relevo-seguridad y las de seguridad para servicio en vapor, deben probarse en vapor saturado, aire o gas natural, debiendo hacerse las conexiones de acuerdo a la figura 10.

- Q.02 *Válvulas de relevo y de seguridad*
- Q.02.a Las válvulas de relevo y de seguridad deberán ser del tipo accionado directamente por resorte, excepto como se prevé en el inciso Q.02.b.
- Q.02.b No se permiten las válvulas piloto de control, ni otras válvulas de seguridad, operadas por medios indirectos, a menos que el diseño sea tal, que la válvula principal de descarga se abra automáticamente a una presión no mayor que la de ajuste y que descargue a toda su capacidad cuando falle alguna parte esencial del piloto, o dispositivo auxiliar.
- Q.03 *Discos de ruptura*
- Q.03.a El área de la sección transversal de la conexión a un recipiente, no deberá ser menor que el área de relevo necesaria del disco de ruptura.
- Q.03.b Puede instalarse un disco de ruptura entre la válvula de relevo o seguridad actuada por resorte y el recipiente, tomando las siguientes precauciones:
- Q.03.b.1 La válvula cumple ampliamente los requisitos de capacidad de los incisos Q.05.a y Q.05.b.
- Q.03.b.2 La presión máxima de ruptura en el disco, sea menor que la presión máxima de trabajo permitida del recipiente.
- Q.03.b.3 La abertura prevista a través del disco de ruptura, después de roto éste, sea lo suficientemente grande para permitir un flujo igual al de la capacidad de la válvula adjunta, y no haya oportunidad de interferencia con el funcionamiento propio de la válvula; en ningún caso, esta área será menor que el área de entrada de la válvula.
- Q.03.b.4 En el espacio previsto entre el disco y la válvula, deberá colocarse un manómetro, válvula de purga, ventos libre, o un indicador apropiado con cola de cochino. Este arreglo permite detectar fugas o ruptura del disco.
- Q.03.c Se puede instalar un disco de ruptura en el lado de descarga de la válvula de relevo o seguridad, accionada por resorte, que se abra por acción directa de la presión en el recipiente, siempre y cuando:

- Q.03.c.1 La válvula esté construida de tal manera que no falle su apertura a la presión de ajuste, sin tomar en cuenta la contrapresión que pueda acumularse entre el disco de la válvula y el disco de ruptura.
- Q.03.c.2 La válvula cumple ampliamente los requisitos de capacidad de los incisos Q.05.a y Q.05.b.
- Q.03.c.3 El disco se diseñe para romperse a una presión no mayor que la presión máxima permisible de trabajo del recipiente.
- Q.03.c.4 La abertura prevista a través del disco de ruptura, después de roto este, sea suficiente para permitir el flujo a la capacidad total de la válvula de seguridad o relevo adjunta; en ningún caso esta área será menor que el área de entrada de la válvula de relevo o seguridad.
- Q.03.c.5 Cualquier tubería después del disco de ruptura, no pueda obstruirse por el disco de ruptura o sus fragmentos.
- Q.03.c.6 Deberá relevarse en forma adecuada y segura a la atmósfera a través de un venteo de cola de cochino, cualquier pequeña fuga, o un mayor flujo a través de una rotura del mecanismo de operación, que pueda ocasionar una acumulación de contrapresión en el espacio de la carcasa de la válvula, y que no sea entre el disco de ruptura y el lado de descarga de la válvula, de tal manera que esto impida abrir el disco de la válvula a su presión de ajuste.
- Q.03.c.7 El contenido del recipiente sean, fluidos limpios, libres de materias gomosas o atascantes, de manera que la acumulación en el espacio entre la descarga de la válvula y el disco de ruptura, o (en cualquier otra descarga que pueda suministrar) no obstruya la descarga.
- Q.03.c.8 Los servicios sean tales, que no se exceda la temperatura ambiente.
- Q.03.c.9 Cuando se instale un disco de ruptura, en el lado de descarga de una válvula de relevo o seguridad con dispositivo de levante, se deberá instalar un venteo con válvula, entre el disco de la válvula y el disco de ruptura, que permita comprobar las condiciones de operación de la válvula. La distancia entre la válvula y el disco de ruptura deberá ser un mínimo práctico.

- Q.04 *Válvulas de relevo para líquidos*  
Cualquier válvula de relevo para líquidos deberá ser como mínimo, de 13 mm ( $\frac{1}{2}$ " de diámetro nominal) tubería.
- Q.05 *Determinación de los requisitos de relevo de presión*
- Q.05.a Con excepción de lo permitido en el inciso Q.05.b, la capacidad total de los dispositivos para relevo de presión, conectados a cualquier recipiente o sistema de recipientes para el desfogue de un líquido, aire, vapor de agua u otro gas, deberá ser suficiente para manejar la cantidad máxima que pueda generarse o suministrarse al equipo adjunto, sin permitir un aumento de presión mayor de 10%, arriba de la presión máxima permisible de trabajo, cuando estén funcionando los dispositivos de relevo de presión.
- Q.05.b Los dispositivos de protección permitidos en el inciso Q.01.d, como protección contra presión excesiva, causada por exposición a fuego directo, u otras fuentes externas de calor, deberán tener una capacidad de relevo suficiente para prevenir que la presión se eleve más de 20% arriba de la presión máxima permitida de trabajo del recipiente, cuando estén funcionando todos los dispositivos de relevo de presión.
- Q.05.c Los recipientes interconectados por medio de un sistema de tuberías sin válvulas, que puedan aislar cualquier recipiente, pueden considerarse como una sola unidad cuando se determina la capacidad de relevo necesaria de los dispositivos de relevo de presión que se deberá suministrar.
- Q.05.d Los cambiadores de calor y recipientes similares, deberán protegerse con un dispositivo de relevo, de capacidad suficiente para evitar daños por sobrepresión en caso de una falla interna.
- Q.05.e La capacidad nominal de un dispositivo de seguridad para relevo de presión, será la estampada en el dispositivo, y sea garantizada por el fabricante.
- Q.05.f La capacidad nominal de relevo de presión de una válvula de seguridad, para otros fluidos diferentes al vapor

o aire, debe determinarse por el método de conversión dado en la fracción Q.07 de esta norma.

**06 Instalación**

06.a Las válvulas de relevo y seguridad y los discos de ruptura, deberán instalarse en el lado de vapor, arriba del líquido contenido o en la tubería conectada en el lado de vapor del recipiente que se va a proteger.

06.b La abertura de todos los accesorios y tubería entre el recipiente y su dispositivo de relevo, deberán tener por lo menos de un área igual, al área de la entrada del dispositivo de relevo de presión, y en todos los casos, deberá tener suficiente área para no restringir excesivamente el flujo hacia el dispositivo de relevo de presión. La abertura en el recipiente, deberá diseñarse para proporcionar un flujo directo y sin obstrucciones desde el recipiente, hasta el dispositivo de relevo de presión.

06.c Cuando se coloquen dos o más dispositivos de relevo de presión en una sola conexión, el área seccional interior de esta conexión, deberá ser por lo menos, igual a la suma de las áreas de entrada de los dispositivos de seguridad conectados a ella, y en todos los casos, deberá ser lo suficientemente grande para no restringir el flujo combinado de los dispositivos conectados.

06.d Las válvulas de relevo para líquidos, deberán conectarse abajo del nivel normal del líquido.

06.e No deberá haber válvulas de seccionamiento entre el recipiente y sus dispositivos de protección, ni entre los dispositivos de protección y el punto de descarga, excepto:

I Cuando estas válvulas de seccionamiento estén instaladas o controladas, de manera que el número máximo de válvulas de bloqueo cerradas al mismo tiempo, no reduzcan la capacidad de relevo de las que no hayan sido bloqueadas, abajo de la capacidad de relevo necesaria.

II Cuando estas válvulas de seccionamiento se instalen con fines de inspección y reparación de los dispositivos de relevo y seguridad

06.f Los dispositivos de seguridad en todos los recipientes de-

berán instalarse, de manera que su funcionamiento no sea afectado por el fluido contenido en el recipiente.

Q.06 g Las líneas de descarga de los dispositivos de seguridad deberán diseñarse de manera que se facilite el drenaje de las mismas, o bien estar equipadas con un drenaje abierto, para evitar depósitos de líquido en el lado de descarga del dispositivo de seguridad; dichas líneas deberán llevarse hasta un lugar seguro de descarga. El tamaño de las líneas de descarga deberá ser tal, que bajo cualquier presión que pudiera existir o generarse en ellas, no reduzca la capacidad de relevo de los dispositivos, abajo de lo necesario para proteger el recipiente.

**Q.07 Conversiones de capacidad para válvulas de relevo y seguridad**

Q.07.a La capacidad de una válvula de seguridad o relevo, en términos de gas o vapor, diferente de aquella a la cual la válvula fue calculada, debe determinarse aplicando las siguientes fórmulas,

Para vapor:

$$W_s = 51.5 \text{ KAP}$$

Para aire:

$$W_a = CKAP \sqrt{\frac{M}{T}}$$

$$C = 356$$

$$M = 28.97$$

$$T = 520 \text{ cuando } W_a \text{ es la capacidad nominal.}$$

$$\text{Para cualquier gas o vapor. } W = CKAP \sqrt{\frac{M}{T}}$$

Donde:

$W_s$  = Capacidad nominal, (lb de vapor por hora).

$W_a$  = Capacidad nominal, (convertida a libras de aire por hora a 60°F de temperatura de entrada).

$W$  = Flujo de cualquier gas o vapor, (por hora)

C = Constante para el gas o vapor, el cual es función de la relación de calores específicos,  $k = C_p/C_v$  (Ver Fig. Q.07 a).

K = Coeficiente de descarga.

A = Area real de descarga de la válvula de seguridad, (pulgadas cuadradas).

P = (Presión de ajuste  $\times$  1.10) más la presión atmosférica, (lb/pulg<sup>2</sup> absolutas).

M = Peso Molecular.

T = Temperatura absoluta a la entrada (grados fahrenheit más 460).

Conociendo la capacidad oficial nominal de una válvula de seguridad, la cual está estampada sobre la válvula, es posible determinar el valor total de "KA" con cualquiera de las siguientes fórmulas, en caso de que el valor de estos términos no se conozcan individualmente.

Cap. oficial para vapor.      Capacidad oficial para aire.

$$KA = \frac{W_s}{51.5 P} \qquad KA = \frac{W_a}{CP} \sqrt{\frac{T}{M}}$$

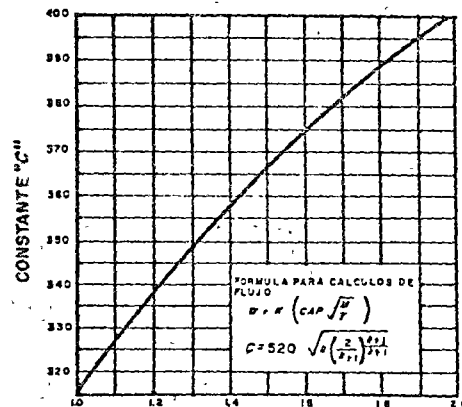
Este valor de "KA" se sustituye en las fórmulas anteriores para determinar la capacidad de la válvula de seguridad en términos del nuevo gas o vapor.

Estas fórmulas también pueden usarse cuando se conoce el flujo necesario de cualquier gas o vapor, y el necesario calcular la capacidad nominal de vapor o aire. Los pesos moleculares de algunos gases y vapores más comunes se dan en la tabla Q.07.a.1. Para vapores de hidrocarburos, donde el valor real de K no se conoce, un valor conservador de  $K = 1.001$ , se ha usado comunmente, y la fórmula se transforma en:

$$W = 315 KAP \sqrt{M/T}$$

Cuando se desee, como en el caso de hidrocarburos ligeros, el factor de compresibilidad "Z", puede incluirse en las fórmulas para gases y vapores, quedando:

$$W = CKAP \sqrt{M/ZP}$$



K	Const. "C"	K	Const. "C"	K	Const. "C"
1.00	315	1.26	343	1.52	366
1.02	316	1.28	345	1.54	368
1.04	320	1.30	347	1.56	369
1.06	322	1.32	349	1.58	371
1.08	324	1.34	351	1.60	372
1.10	327	1.36	352	1.62	374
1.12	329	1.38	354	1.64	376
1.14	331	1.40	356	1.66	377
1.16	333	1.42	358	1.68	379
1.18	335	1.44	359	1.70	380
1.20	337	1.46	361	2.00	400
1.22	339	1.48	363	2.20	412
1.24	341	1.50	364		

FIG. Q.07a: CONSTANTE C PARA GAS O VAPOR RELACIONADA CON LA RELACION DE CALORES ESPECIFICOS. ( $k = C_p/C_v$ ).

TABLA Q.07.a.1

Pesos moleculares de algunos gases y vapores

Aire	28.97	Freón 22	86.48
Acetileno	26.04	Freón 114	170.90
Amoniaco	17.03	Hidrógeno	2.02
Butano	58.12	Acido sulfúrico	34.08
Bióxido de carbono	44.01	Metano	16.04
Cloro	70.91	Cloruro metílico	50.48
Etano	30.07	Nitrógeno	28.02
Etileno	28.05	Oxígeno	32.00
Freón 11	137.371	Propano	44.09
Freón 12	120.90	Bióxido de azufre	64.06

07.b En vista de que la curva de capacidad para agua saturada tiene una configuración sensible, lo siguiente se aplica únicamente a las válvulas de seguridad que tienen una construcción tipo tobera (relación de garganta a área de entrada de 0.25 a 0.80, con un cambio continuo de contorno y tiene marcado un coeficiente  $K_D$  mayor de 0.90). Ningún régimen de agua saturada debe aplicarse para otros tipos de construcción.

El diseñador y el fabricante deberán tener cuidado de aplicar lo siguiente, la válvula deberá estar sujeta continuamente con agua saturada. Si después del relevo inicial el fluido cambia a vapor de calidad, la válvula debe de ser clasificada como para vapor seco y saturado. Las válvulas instaladas sobre recipientes o líneas que contienen una mezcla de agua-vapor, se deben clasificar como para vapor seco y saturado.

07.c Para determinar la capacidad de agua saturada de una válvula clasificada de acuerdo con el párrafo UG-131 de la Sección VIII Div. I del Código ASME y que reúna los requisitos del inciso Q.07.b, éntrese a la Fig. Q.07 c, con la presión de ajuste de la válvula y muévase verticalmente hasta la línea de agua saturada y lea sobre la línea horizontal la capacidad de relevo. Esta capacidad es un valor teórico isentrópico resultante, suponiendo el flujo en equilibrio, y los valores calculados, para la relación de presión crítica.

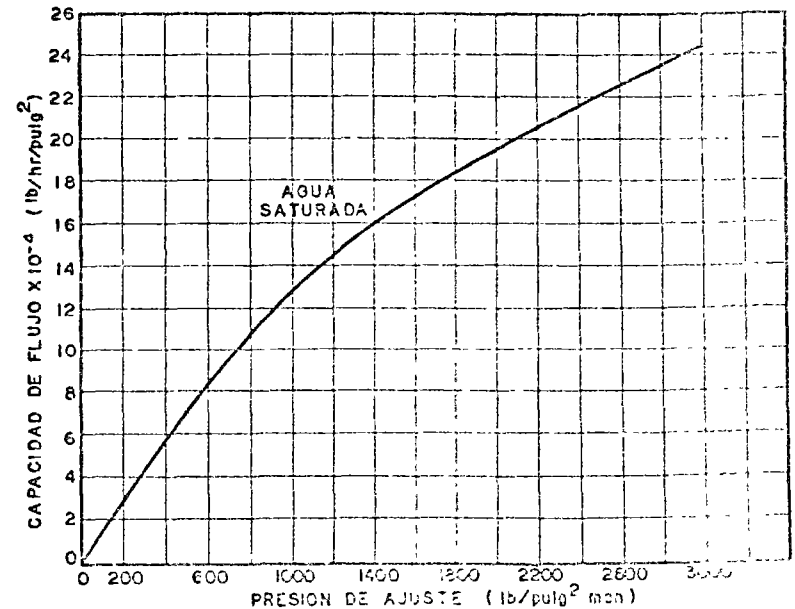


FIG Q.07 c- CURVA DE CAPACIDAD DE FLUJO PARA VALVULAS DE SEGURIDAD CON CLASIFICACION TIPO TOBERA EN AGUA SATURADA (BASADA EN 10% DE SOBREPESO UN)

## R SUGERENCIAS PRACTICAS RELATIVAS AL DISEÑO

### R.01 Estructuras internas

- R.01.a Los recipientes a presión que tienen estructuras internas pesadas, tales como charolas y mamparas, están sujetos a daños, debido a las fallas en las conexiones que soportan las estructuras.
- R.01.b El diseñador deberá tener en mente este riesgo y suministrar soportes de suficiente resistencia con la debida tolerancia por corrosión.
- R.01.c A continuación se dan algunas sugerencias que deberán considerarse en el diseño de estructuras internas.
- R.01.c.1 Las conexiones con la pared del recipiente, deberán diseñarse para prevenir un esfuerzo de tensión excesivo, hacia afuera de la cara de la pared debido a la conexión. (Ver fracción J.03).
- R.01.c.2 Preferentemente, las estructuras deberán apoyarse sobre soportes y no colgarse de ellos.
- R.01.c.3 Se suministrará metal adicional cuando se espere corrosión. La tolerancia por corrosión puede ser diferente a la del recipiente, si los soportes y estructuras pueden cambiarse más rápida y económicamente que el recipiente mismo.
- R.01.c.4 Pueden usarse materiales resistentes a la corrosión en la fabricación de soportes y estructuras.

### R.02 Tolerancia para corrosión

- R.02.a Desde el punto de vista de corrosión, los recipientes podrán clasificarse en los siguientes grupos:
- R.02.a.1 Recipientes en los que los regímenes de corrosión pueden establecerse definitivamente con la información disponible por el diseñador con respecto a las características químicas de las sustancias que contendrán. Dicha información puede ser, en el caso de productos comerciales estándar, obtenerse de publicaciones, o cuando se involucren procesos especiales, de los registros confiables recopilados del resultado de observaciones previas del usuario u otros, bajo condiciones de operación similares.

- R.02.a.2 Recipientes en los que los regímenes de corrosión, aunque se sabe que son relativamente altos, son variables o de magnitud indeterminable.
- R.02.a.3 Recipientes en los que los regímenes de corrosión, aunque son indeterminados, se sabe que son relativamente bajos.
- R.02.a.4 Recipientes en los que los efectos de corrosión son despreciables o no existen.
- R.02.b Cuando el régimen de corrosión es predecible, se deberá adicionar un espesor de metal, al requerido para las condiciones iniciales de operación, el cual será por lo menos, igual a la pérdida por corrosión durante la vida deseada del recipiente.
- R.02.c Cuando los efectos de la corrosión son indeterminados antes del diseño del recipiente, pero se sabe que en alguna forma, ésta es inherente al servicio al cual se destinará el recipiente, o cuando la corrosión es incidental, localizada y/o variable en régimen y extensión, queda a juicio del diseñador establecer el exceso de espesor de la envolvente.
- R.02.d Cuando los efectos por corrosión son despreciables o no existen, no es necesario suministrar tolerancia por este concepto.
- R.02.e Cuando un recipiente se va a usar en un servicio corrosivo donde no se tenga experiencia, se recomienda efectuar inspecciones a intervalos frecuentes en ese servicio corrosivo, hasta que pueda establecerse definitivamente la naturaleza y régimen de la corrosión. La información así obtenida, determinará los intervalos para las inspecciones subsecuentes y la vida de operación segura del recipiente en ese servicio.
- R.02.f En las partes esenciales para la resistencia del recipiente tal como los anillos de refuerzos, la fijación de la parte de envolvente, puede proporcionar la tolerancia para corrosión adecuada, o la protección para asegurar la resistencia necesaria o lo largo de su vida en servicio. Algunas uniones, tales como soldaduras intermitentes, requieren protección tanto en el lado de la cara, como en el lado de la raíz; alternativamente, las soldaduras continuas, o una soldadura de sello dimensionada correcta.

mente entre soldaduras resistentes, proporciona protección por el lado de la raíz.

### R.03 Recubrimientos

R.03.a Cuando se usen recubrimientos de protección, la cantidad de espesor adicional suministrado para compensar los efectos de corrosión, dependerá en gran parte, de la naturaleza del material de protección, así como del grado de conocimientos disponibles respecto a su resistividad bajo las condiciones de operación a que se someterá.

R.03.b.1 Cuando se usen recubrimientos metálicos resistentes a la corrosión, ya sea en forma integral a la placa de la envolvente, depositado con la pistola de metales, o en forma de lámina fijada mecánicamente, la placa base podrá ser del espesor necesario para las condiciones de operación de diseño, previendo que el espesor de dicho recubrimiento es suficiente para proporcionar una vida estimada de por lo menos, igual a dos veces el periodo entre la inspección inicial y la aplicación del material, de manera de eliminar la posibilidad de contacto entre el agente corrosivo y el acero de la envolvente, debido a filtración a través del recubrimiento.

R.03.b.2 Antes de aplicar los listones de recubrimientos, o las tiras que cubren las juntas a la placa base de acero al carbono, la superficie deberá inspeccionarse cuidadosamente para asegurarse de que está preparada y libre de toda materia extraña tal como óxido, incrustaciones y humedad. Puede ser necesario limpiar con chorro de arena o secar con aire caliente toda la superficie, o emplear ambos procedimientos.

R.03.c Ninguna pintura, de cualquier tipo, deberá considerarse como protección permanente. Cuando se aplique pintura al interior del recipiente, se deberá aumentar la tolerancia para corrosión al espesor de la pared del recipiente, como si ésta no tuviera protección, la pintura únicamente sirve para prolongar la vida del recipiente si la protección es efectiva.

R.03.d Cuando el fluido de prueba se filtra entre el recubrimiento aplicado y la placa base, existe el peligro de que el fluido penetre en el lado que el recipiente se ponga

en servicio. En los casos en que la temperatura de operación del recipiente sea mayor que el punto de ebullición del fluido de prueba, el recipiente deberá calentarse lentamente durante un tiempo suficiente para eliminar totalmente el fluido de prueba de detrás del recubrimiento aplicado, sin dañarlo. Esta operación de calentamiento puede efectuarse en la planta de fabricación del recipiente, o en donde el recipiente se vaya a instalar. Después de extraer el fluido de prueba, el recubrimiento deberá repararse por medio de soldadura.

### R.04 Diseño de soportes

R.04.a Un recipiente soportado en posición vertical u horizontal tendrá cargas concentradas aplicadas en la envolvente, en la región donde se fijan los soportes.

Cuando los recipientes estén sujetos a presión interna, pueden existir pequeños esfuerzos secundarios en la envolvente, adyacente a la fijación de dichos soportes, diferentes a los que existen cuando el recipiente se llena con agua, antes de aplicar ninguna presión, que no sea la causada por la columna hidrostática. Los cálculos para soportar las fuerzas involucradas no se dan aquí, porque entrañan muchas variables que dependen del tamaño y peso del recipiente, la temperatura de servicio, la presión interna, el arreglo de la estructura de soporte y la tubería fijada al recipiente, cuando ya se ha instalado.

R.04.b Los detalles de los soportes deberán cumplir con la práctica normal para estructuras, teniendo en mente los siguientes puntos: (véase el Manual de Construcción con Acero de American Institute of Steel Construction):

R.04.b.1 Todos los soportes deberán diseñarse para prevenir los esfuerzos excesivos localizados, debidos a cambios de temperatura en el recipiente o a deformaciones prohibidas por la presión interna. Todo arreglo de la estructura que no permita la expansión y contracción de la envolvente, tenderá a debilitar el recipiente.

R.04.b.2 Los apoyos externos en los anillos de refuerzo, o cualquier estructura exterior que soporte otras partes internas, pueden ejercer también un efecto de rigidez sobre la envolvente donde se fijarán los miembros de soporte exterior del recipiente. Este efecto de rigidez puede o no ser



benéfico, dependiendo de la temperatura de operación y de la localización de los elementos de refuerzo que provocan la rigidez.

R.04.b.3 Las columnas que soportan los recipientes armados en campo, y las cargas de apoyo que puedan producir altos esfuerzos secundarios en la pared del recipiente, deberán diseñarse de tal manera, que su fijación en la pared del recipiente no provoquen altas concentraciones de esfuerzos, cerca de los cambios de perfil, placas de apoyo, o en los extremos de las soldaduras de fijación. Es preferible diseñar detalles que permitan soldaduras continuas alrededor de la periferia completa del punto de fijación, evitando soldaduras intermitentes, o con extremos libres, en las que puedan localizarse concentraciones de esfuerzos. Una pared de placa más gruesa en el soporte puede servir para reducir los esfuerzos secundarios, y si se desea, se puede instalar un anillo completo de placa más gruesa.

R.04.b.4 Cuando por motivo de la fijación de las estructuras principales o de placas de apoyo y soportes, se presente una sobreposición de fuerzas sobre la pared del recipiente, que puedan producir altos esfuerzos flexionantes, y además, cuando las placas de mayor espesor en la pared del recipiente no parezca ser la mejor solución, se podrá usar como refuerzo, una placa oval o circular. La fijación de estas placas de refuerzo se diseñarán de manera que minimice la flexión de la placa, bajo fuerzas normales a la superficie de la pared del recipiente.

R.04.c Los recipientes verticales pueden soportarse sobre un número de postes sin anillos de refuerzo que los una alrededor de la envolvente, siempre y cuando, se fijen a la envolvente donde se hará el refuerzo de ésta, de una manera equivalente que para la cabeza del recipiente, o para una porción intermedia.

R.04.d Cuando los recipientes verticales se soporten por medio de silletas o ménsulas fijadas a la envolvente, los miembros de soporte bajo estos puntos de apoyo, deberán estar tan cerca de la envolvente, como lo permita el aislamiento. La selección entre un número de ménsulas y un anillo de apoyo dependerá de las condiciones aplicables a cada recipiente en particular.

R.04.e En recipientes verticales grandes y pesados que se soportan

tarán con faldones, las condiciones de carga dura prueba hidrostática, antes de aplicar la presión, o cualquier posible combinación de cargas, (ver p F.07) bajo la mayor temperatura esperada del servicio, para la presión normal de operación, debe tejarse para la determinación de la mejor localización de la línea de fijación del faldón. En la aplicación de las fracciones F.07 y F.08.a a recipientes verticales montados en faldones, se deberán considerar los siguientes párrafos, además de los efectos debidos a la presión.

R.04.e.1 Reacción del faldón.

R.04.e.1.a El peso del recipiente y su contenido, transmitidos en presión al faldón por la envolvente, arriba del nivel de fijación del faldón.

R.04.e.1.b El peso del recipiente y su contenido transmitidos al faldón por el peso en la envolvente, abajo del nivel de fijación del faldón.

R.04.e.1.c La máxima intensidad de carga, debida a los momentos de fuerzas aplicados exteriormente, cuando éstos son el factor, por ejemplo: vientos, sismos o cargas de tubo.

R.04.e.2 Esfuerzo en la pared del recipiente debido a los efectos enumerados en el párrafo R.04.e.1.  
Pueden existir esfuerzos longitudinales de flexión y esfuerzos circunferenciales de compresión en el metal de la envolvente y el faldón, cerca de la circunferencia de fijación de éste a la pared del recipiente. Cuando un faldón circular se suelda con soldadura de filete a la envolvente arriba de la línea de tangencia de la cabeza, la flexión localizada, es similar a una junta periférica, traslapada, que se considerará normalmente como satisfactoria. Cuando el faldón se fija abajo de la línea de tangencia de la cabeza, se introducen esfuerzos localizados, proporcionales a la componente de la reacción del faldón, que son normales a la superficie de la cabeza en el punto de fijación; cuando el diámetro medio del faldón y de la envolvente coinciden aproximadamente, y se usa un radio de transición grande (como el de una cabeza elíptica relación 2:1), los esfuerzos localizados se minimizan y no se consideran objetables. En otros casos se deberá hacer una investigación de los efectos locales que

- penden de la magnitud de la carga, localización de la fijación del faldón, etc.; pudiendo ser necesario un espesor adicional en la pared del recipiente o un anillo de compresión.
- 04.f Los recipientes horizontales podrán soportarse sobre sille-  
tas o patas de soporte equivalentes. En recipientes no  
muy pequeños, los apoyos de las sille-  
tas deberán cubrir  
por lo menos, un tercio de la circunferencia de la en-  
volvente.
- 04.g El número de apoyos deberá ser el mínimo, y preferente-  
mente serán dos en la longitud total del recipiente. El  
recipiente podrá reforzarse con anillos en las secciones  
intermedias.
- 04.h Los tanques grandes para almacenamiento horizontal de  
gases bajo presión, pueden soportarse por medio de cual-  
quier combinación de soportes colgantes con anillos de  
refuerzos y aquellos otros refuerzos que sean necesarios  
para prevenir que los esfuerzos en la envolvente excedan  
a los enumerados en la fracción F.08, y también  
para prevenir la distorsión excesiva debida al peso del  
recipientes, cuando la presión interior es cercana a la at-  
mosférica.
- 05 *Bases para establecer los valores del esfuerzo*
- 05.a Para determinar los valores del esfuerzo permisible de las  
partes sujetas a presión, deberá tomarse como base la  
experiencia en servicio, así como la información dispo-  
nible del comportamiento satisfactorio. Dicha informa-  
ción se considera equivalente a los antecedentes de prue-  
bas, donde las condiciones de operación se conocen con  
razonable certeza. Para la evaluación de nuevos materia-  
les, es necesario algunas veces, guiarse en ciertos casos  
por la comparación entre la información de pruebas, y  
la información disponible sobre aplicaciones satisfactori-  
as de materiales similares.
- 05.b A continuación se enuncian las propiedades mecánicas  
consideradas y los factores aplicables para establecer los  
esfuerzos máximos permisibles.  
A temperaturas abajo de los límites de plasticidad (creep),  
el valor del esfuerzo máximo permisible para materiales  
ferrosos, es el menor de los siguientes:

- R.05.b.1  $\frac{1}{4}$  de la resistencia mínima a la tensión especificada a la  
temperatura ambiente.
- R.05.b.2  $\frac{1}{4}$  de la resistencia a la tensión, a la temperatura especifi-  
cada.
- R.05.b.3  $\frac{5}{8}$  del límite elástico mínimo especificado, a la temperatu-  
ra ambiente.
- R.05.b.4  $\frac{5}{8}$  del límite elástico a la temperatura especificada.  
En la tabla E.5.0a para aceros austeníticos, se dan dos jue-  
gos de valores para el esfuerzo permisible. Los valores  
más altos se deberán usar, sólo donde deformaciones lige-  
ramente mayores, no son objetables. Los esfuerzos permi-  
sibles alternativos mayores, están identificados por un nú-  
mero de nota al calce de la tabla. Para materiales auste-  
níticos, estos valores exceden del 62.5%, pero no son ma-  
yores del 90% del límite elástico mínimo, a la tempera-  
tura especificada. Estos esfuerzos mayores no son reco-  
mendables para el diseño de bridas y otras aplicaciones  
sensibles a las deformaciones.
- R.05.c A temperaturas dentro de la zona de plasticidad (creep),  
el valor del esfuerzo máximo permisible para todos los  
materiales, no deberá exceder del menor de los siguientes:
- R.05.c.1 100% del esfuerzo promedio para un régimen plástico  
(creep) de 0.01% por 1000 horas.
- R.05.c.2 67% del esfuerzo promedio de ruptura, después de  
100,000 horas.
- R.05.c.3 80% del esfuerzo mínimo de ruptura, después de 100,000  
horas.  
Para material ferroso de tornillería, la base para la fija-  
ción de los esfuerzos, es la misma que para todos los otros  
materiales, con la adición de que los esfuerzos para ma-  
teriales tratados térmicamente a una temperatura abajo  
de la zona de plasticidad, no excedan del menor de los  
siguientes: 26% de la resistencia mínima especificada a  
la tensión, a temperatura ambiente, o 25% del límite elás-  
tico mínimo especificado, a temperatura ambiente.
- R.05 *Consideraciones de diseño para conexiones bridas y  
atornilladas*
- R.05.a El objeto principal de las reglas para conexiones bridas  
y atornilladas de la cláusula H, es garantizar la seg-

ridad, pero existen ciertas cosas prácticas que deben tomarse en consideración para obtener un diseño útil. Una de las más importantes, es el dimensionamiento de los tornillos, es decir, la determinación del número y tamaño de los tornillos.

- .06 b En la gran mayoría de diseños, la práctica utilizada anteriormente, puede ser la correcta, es decir, seguir las reglas de diseño de la cláusula H, y apretar los tornillos suficientemente para soportar la presión de prueba sin fugas. Las consideraciones presentadas en la discusión, dadas a continuación, serán importantes solamente cuando exista alguna característica poco común, tal como un diámetro muy grande, una alta presión de diseño, una alta temperatura, severos gradientes de temperatura, un arreglo de empaque poco común, y otras circunstancias semejantes.
- .06 c Los valores del esfuerzo máximo permisible para tornillos dados en las tablas de la cláusula E son valores de diseño que se usarán en la determinación de la cantidad mínima de tornillería necesaria bajo las reglas; sin embargo, debe tenerse cuidado de distinguir entre el valor de diseño y el esfuerzo que existe realmente en el tornillo, o que puede ser necesario para condiciones diferentes a las de presión de diseño. El apriete inicial de los tornillos es una operación de preesforzado, y la cantidad de esfuerzo desarrollado por el tornillo, debe estar dentro de límites tales, que aseguren por un lado, soportar cualquier fuga en la junta, y por otro lado, que no sea tan grande, que la cedencia del tornillo y/o de la brida produzcan un relajamiento tal, que también puedan producir fugas.
- .06 d La primera consideración importante es la necesidad de que la junta esté apretada durante la prueba hidrostática. Deberá suministrarse al tornillo, un esfuerzo inicial con valor ligeramente mayor que el de diseño.
- .06 e Si esto no se hace, se desarrollará una mayor deformación en los tornillos durante la prueba, que tenderá a separar la junta y por lo tanto, disminuirá la compresión en el empaque, permitiendo fugas. La presión de prueba, generalmente es de 1.5 veces la presión de diseño, y con esta base, puede pensarse que un 50% extra del esfuerzo en el tornillo, arriba del valor de diseño, será suficiente;

sin embargo, esto es una suposición, debido a que el factor de seguridad contra fugas, para las condiciones de prueba, generalmente no necesita ser tan grande como para las condiciones de operación, y que, si se ha un análisis esfuerzo-deformación de la junta, este análisis podría indicar que es necesario un esfuerzo inicial en el tornillo, aún mayor de 1.5 veces el valor de diseño. Dicho análisis debe considerar los cambios de elongación del tornillo, la deflexión de la brida, y la carga del empaque que tiene lugar con la aplicación de la presión interna, iniciándose desde la condición de preesforzado. De cualquier manera, es evidente que un esfuerzo inicial del tornillo, mayor que el valor de diseño, puede y en algunos casos, debe desarrollarse con la operación de apriete, y es propósito de esta norma que dicha práctica sea permisible, siempre y cuando, se prevean las condiciones para evitar la distorsión excesiva de la brida o un mayor aplastamiento del empaque.

R.06 f Es posible que disminuya el esfuerzo del tornillo después del apriete inicial, debido a la baja plasticidad o relajamiento del empaque, particularmente en el caso de empaques de material suave. Esto puede ser la causa de fugas durante la prueba hidrostática, en cuyo caso será suficiente con apretar nuevamente los tornillos. También puede ocurrir una disminución del esfuerzo del tornillo, cuando está en servicio a temperaturas elevadas, como resultado de la plasticidad del material del tornillo, brida o empaque, con el consecuente relajamiento. Cuando esto ocasione fugas durante el servicio bajo condiciones de operación, es práctica común reapretar los tornillos, y en algunas ocasiones, el efectuar esta operación una o varias veces a intervalos largos es suficiente para corregir el defecto. Para evitar problemas crónicos de esta naturaleza, es aconsejable, que cuando se diseñe una junta para servicio a altas temperaturas, se preste atención especial a las propiedades de relajamiento de los materiales involucrados, especialmente para temperaturas donde la plasticidad es un factor de control en el diseño. Este preesfuerzo no debe confundirse con el esfuerzo inicial del tornillo ( $S_1$ ), usado en el diseño de bridas de la fracción H 03

R.06 g Por otro lado, un esfuerzo inicial excesivo, puede presentar

tar problemas de cedencia del tornillo, pudiendo ocurrir durante el apriete, llegando a producirse daños o incluso roturas. Esto es más probable con tornillos delgados y con materiales que tienen un límite elástico relativamente bajo. El límite elástico del acero de bajo carbono y del acero austenítico inoxidable recocido puede excederse fácilmente cuando se aprietan tornillos delgados con una llave común. Aun cuando los daños no sean evidentes, cualquier carga adicional generada puede, cuando se aplica presión interna, producir posteriormente cedencia con posibles fugas. Dicha cedencia también puede ocurrir cuando hay un margen muy pequeño entre el esfuerzo inicial del tornillo y el límite elástico.

6.h Podrá ocurrir un incremento del esfuerzo del tornillo, superior a cualquiera que pueda deberse a la presión interna durante las condiciones de arranque o durante cualquier otra condición transitoria, o quizá aun, bajo operación normal. Esto podrá ocurrir cuando exista una diferencia de temperaturas apreciable entre las bridas y los tornillos, o cuando el tornillo tenga un coeficiente de expansión térmica diferente al de la brida. Cualquier incremento de la carga del tornillo debido a este efecto térmico, sobrepuesto a la carga existente, puede provocar la cedencia del material del tornillo, mientras que cualquier disminución debida a dichos efectos, puede producir una pérdida de carga del tornillo, con la consecuente fuga. En cualquier caso, puede ser necesario el reapriete de los tornillos, pero no debe olvidarse que el efecto de reapriete lo en forma repetida puede acumularse y finalmente hacer inservible la junta.


6.i Además de las dificultades ya descritas, ocasionadas por la cedencia de los tornillos, debe considerarse también la posibilidad de dificultades similares, resultantes de la cedencia del material de la brida o del empaque, bajo circunstancias parecidas o por otras causas.

6.j El esfuerzo excesivo del tornillo, cualquiera que sea la razón, puede provocar la cedencia de la brida, aún en el supuesto caso que los tornillos no cedan. Cualquier deflexión excesiva resultante en la brida, acompañada por un ajuste constante, puede producir una junta con fugas, cuando se sobrepone los otros efectos. Esto podrá dañar también la brida y hacer más difícil efectuar posterior-

mente el apriete. Por ejemplo, una distorsión irregular y permanente de la brida debida a una carga desigual de los tornillos alrededor de la circunferencia de la junta, puede deformar tanto la cara de la brida como la superficie de contacto con el empaque, fuera del plano real.

R.06.k También el empaque puede sobrecargarse, aun sin un esfuerzo excesivo de los tornillos. La carga total de los tornillos se aplica totalmente sobre el empaque, a menos que el empaque tenga un anillo de tope, o que la cara de la brida se arregle para dar un efecto similar. Sin dichos medios de control para la compresión del empaque, se deberán tomar en consideración estos factores al seleccionar el tipo, material y tamaño del empaque, con el fin de evitar un aplastamiento excesivo del mismo.

R.06.l Por lo anterior, aparentemente el esfuerzo de los tornillos puede variar entre límites considerablemente mayores que el valor del esfuerzo de diseño. Los valores del esfuerzo de diseño para tornillos dados en la cláusula E, han sido ajustados a un valor conservador para proporcionar un factor contra la cedencia. A temperaturas elevadas, los valores del esfuerzo de diseño están condicionados por el régimen de plasticidad, y el comportamiento esfuerzo-resistencia a la ruptura. Cualquier alto esfuerzo del tornillo, existente antes de que ocurra la plasticidad durante la operación, servirá para propósitos de asentamiento del empaque, y para mantener la presión de prueba hidrostática, todo esto, a temperatura ambiente, y no necesariamente a la presión y temperatura de diseño.

R.06.m Teóricamente, el margen contra la cedencia de la brida no es muy grande. Los valores de diseño para los materiales de la brida pueden ser de  $\frac{5}{8}$  o  $\frac{2}{3}$  del límite elástico, sin embargo, el mayor esfuerzo en una brida es el esfuerzo flexionante en el mamelón o en la envolvente, y está más o menos localizado. Es también muy conservadora la suposición de que la cedencia local, es seguida inmediatamente por la cedencia total de la brida completa. Aun, si se desarrolla una zona plástica (plastic hinge), la porción anular de la brida, tomará la parte de carga que el mamelón y la envolvente no pueden cargar. La cedencia es mucho más significativa si ocurre primero en el anillo, pero la limitación en el  reglo sobre

los esfuerzos combinados en el mamelón y el anillo suministran cierta protección. En relación con esto, se hace notar, que para algunos materiales enlistados en la tabla E.03.a, se dan dos juegos de esfuerzos, debiéndose usar los valores menores, para evitar la cedencia de las bridas.

Otro punto muy importante en el diseño de los tornillos, es, si realmente se lleva a cabo el esfuerzo necesario en el tornillo, y que medios especiales deben emplearse para el apriete, si los hay. La mayoría de las juntas se aprietan a mano con herramientas ordinarias, y es ventajoso tener diseños que requieran únicamente esto. Sin embargo, deben evitarse algunos riesgos. El esfuerzo probable desarrollado manualmente en los tornillos, cuando se usan herramientas normales, es de:

$$S = \frac{45,000}{\sqrt{d}}$$

Donde:

"S" es el esfuerzo del tornillo; y

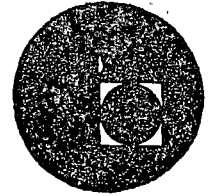
"d" es el diámetro nominal del tornillo.

Se puede ver que los tornillos delgados tendrán esfuerzos excesivos, a menos que se tenga el cuidado suficiente para evitarlo. Por otro lado, es imposible desarrollar el esfuerzo deseado en tornillos muy grandes y con las herramientas manuales ordinarias. Las herramientas de impacto pueden ser útiles, pero, podrán usarse otros procedimientos, como el precalentamiento del tornillo, o el uso de tensionadores de tornillos accionados hidráulicamente. Con algunos de estos procedimientos es posible el control del esfuerzo en el tornillo por los medios inherentes del mismo, especialmente si se emplean lubricantes efectivos sobre las roscas, pero en todos los casos, el esfuerzo en los tornillos se puede regular dentro de tolerancias razonables midiendo la elongación del tornillo con un extensómetro. Normalmente, el apriete con herramientas sencillas, sin la verificación del esfuerzo real en el tornillo, cubre las necesidades prácticas, y solamente se empleará el control preciso de los esfuerzos, cuando exista una razón importante o especial para hacerlo.





centro de educación continua  
división de estudios superiores  
facultad de ingeniería, unam

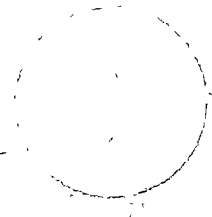


**DISEÑO OPERACION Y MANTENIMIENTO DE CALDERAS Y  
RECIPIENTES A PRESION**



**ING. EVENCIO GOMEZ GOMEZ**

**AGOSTO DE 1976.**



CENTRO DE EDUCACION CONTINUA  
 DIVISION DE ASISTENCIA TECNICA  
 DEPARTAMENTO DE EDUCACION



INSTITUTO VENEZOLANO DE INVESTIGACIONES CIENTIFICAS  
 DIVISION DE INVESTIGACIONES EN CIENCIAS SOCIALES

SERVICIO NACIONAL DE INVESTIGACIONES CIENTIFICAS  
 DIVISION DE INVESTIGACIONES EN CIENCIAS SOCIALES



	<u>PAGINA</u>
<b>2. <u>TRATAMIENTO DE AGUA</u></b>	<b>35</b>
2.1. EL AGUA Y SU COMPOSICION	35
2.2. FUENTES DE ABASTECIMIENTO	35
2.3. IMPUREZAS	37
2.4. DETERMINACIONES QUE DEBEN EFECTUARSE EN AGUAS CRUDAS.	39
2.4.1. CONCENTRACIONES	39
2.4.2. DETERMINACIONES	40
2.5. OBJETO DEL TRATAMIENTO DE AGUA	42
2.6. <u>TIPOS DE TRATAMIENTO Y CALIDAD DE LOS EFLUENTES</u>	43
2.6.1. TRATAMIENTO EXTERNO	43
2.6.1.1. TRATAMIENTOS POR PRECIPITACION	43
2.6.1.1.1. EQUIPOS DE CAL-COAGULANTE EN FRIO	44
2.6.1.1.2. EQUIPOS DE CAL-CARBONATO EN CALIENTE	45
2.6.1.2. TRATAMIENTOS POR INTERCAMBIO IONICO	46
2.6.1.2.1. SUAVIZADORES DE ZEOLITA	46
2.6.1.2.2. DESALCALINIZADORES	46
2.6.1.2.3. DESMINERALIZADORES	47
2.6.1.3. TRATAMIENTOS POR NEUTRALIZACION	49
2.6.1.3.1. DOSIFICADORES DE ACIDO SULFURICO	49
2.6.2. TRATAMIENTO INTERNO	49
2.6.2.1. SULFITO DE SODIO	49
2.6.2.2. HIDRAZINA	49
2.6.2.3. FOSFATOS ALCALINOS	49
2.6.2.4. SUBSTANCIAS ORGANICAS	50
2.6.2.5. AMINAS	50
2.6.2.6. ANTIESPUMANTES	50
2.6.2.7. CONTROL DE PURGAS	50
2.6.2.8. ALCALINIDADES Y pH	50
<b>2.7. <u>DESCRIPCION DE LOS EQUIPOS EMPLEADOS EN EL TRATAMIENTO DE AGUA.</u></b>	<b>50</b>
2.7.1. PRECIPITADORES DE CAL EN FRIO	50
2.7.1.1. EQUIPO	53
2.7.1.1.1. INTERMITENTE	53
2.7.1.1.2. SEDIMENTACION CONTINUA	54
2.7.1.1.3. CON COLCHON DE LODOS	56
2.7.1.1.3.1. TIPO VERTICAL	57
2.7.1.1.3.2. TIPO HORIZONTAL	59
2.7.1.1.4. CATALITICO	64
2.7.1.2. CONTROL	64
2.7.1.3. PROBLEMAS Y MANTENIMIENTO	66

	<u>PAGINA</u>
✓ 2.7.2. PRECIPITADORES DE CAL EN CALIENTE.	66
2.7.2.1. EQUIPO	67
2.7.2.2. CONTROL	69
2.7.2.3. TIPOS DE EQUIPO	70
2.7.2.4. PROBLEMAS Y MANTENIMIENTO	71
✓ 2.7.3. PLANTAS SUAVIZADORAS DE ZEOLITA	71
2.7.3.1. EQUIPO	72
2.7.3.2. ZEOLITAS	76
2.7.3.3. OPERACION	77
2.7.3.4. CONTROL	77
2.7.3.5. APLICACION	76
2.7.3.6. PROBLEMAS Y MANTENIMIENTO	78
✓ 2.7.4. PLANTAS DESMINERALIZADORAS	79
2.7.4.1. REACCIONES	80
2.7.4.2. EQUIPO	81
2.7.4.3. OPERACION	87
2.7.4.3.1. REGENERACION DE LA UNIDAD CATIONICA.	88
2.7.4.3.2. REGENERACION DE LA UNIDAD ANIONICA	89
2.7.4.4. CONTROL	89
2.7.4.5. CONTROL DE FLUJO	90
2.7.4.6. APLICACION	90
2.7.4.7. PROBLEMAS Y MANTENIMIENTO	91
✓ 2.7.5. DESALCALINIZADORES	92
✓ 2.7.6. EVAPORADORES	94
2.7.6.1. DE SERPENTINES	94
2.7.6.2. DE TUBOS DOBLADOS	95
2.7.6.3. DE TUBOS SUMERGIDOS	95
2.7.6.4. DE TUBOS CURVOS	95
2.7.6.5. DE TUBOS HORIZONTALES CON CASQUETES SEPARADORES. DE VAPOR.	97
✓ 2.7.7. DEAERACION	97
2.7.7.1. CALENTADORES ABIERTOS.	97
2.7.7.2. CALENTADORES DEAERADORES.	98
2.7.7.3. CONDENSADORES DEAERADORES	101
✓ 2.7.8. POTABILIZADORES DE AGUA DE MAR	101
2.7.8.1. CONGELACION	101
2.7.8.2. ELECTRODIALISIS	101
2.7.8.3. EVAPORACION INSTANTANEA	102
✓ 2.7.9. DOSIFICACION DE ACIDO A TORRES DE ENFRIAMIENTO.	103
2.7.9.1. EQUIPO	104
2.7.9.2. CONTROL	106
✓ 2.7.10. CLORACION	107
2.7.10.1 EQUIPO	108

<b>2.7.11. FILTRACION</b>	112
2.7.11.1. MATERIAL FILTRANTE	113
2.7.11.2. TIPOS DE FILTRO	113
2.7.11.2.1. FILTROS DE GRAVEDAD	113
2.7.11.2.2. FILTROS DE PRESION	115
2.7.11.2.3. OTROS TIPOS DE FILTRO	115
2.7.11.3. OPERACION	116
2.7.11.4. PROBLEMAS Y MANTENIMIENTO	118
<b><u>2.8. TRATAMIENTO DE AGUAS NEGRAS.</u></b>	121
2.8.1. EQUIPO	123
2.8.2. TRATAMIENTO PRIMARIO	123
2.8.3. TRATAMIENTO SECUNDARIO	124
2.8.4. DIGESTION DE LODOS	125
2.8.5. CONTROL.	125
<b><u>2.9. TRATAMIENTO INTERNO.</u></b>	127
2.9.1. FOSFATOS	127
2.9.2. SULFITO DE SODIO	128
2.9.3. HIDRAZINA	129
2.9.4. DISPERSANTES ORGANICOS	130
2.9.5. ANTIESPUMANTES	130
2.9.6. AMINAS	131
2.9.7. NITRATOS	132
2.9.8. DOSIFICACION	132
<b><u>2.10. CONTROL Y ANALISIS DEL AGUA DE LA CALDERA</u></b>	132
2.10.1. ALCALINIDADES A LA FENOLFTALEINA Y AL ANARANJADO DE METILO.	133
2.10.2. pH	133
2.10.3. SILICE	133
2.10.4. SOLIDOS TOTALES	134
2.10.5. FOSFATOS SULFITOS E HIDRAZINA	134
<b>2.11. CONCENTRACIONES PERMISIBLES.</b>	134
<b><u>2.12. PROBLEMAS OCASIONADOS POR FALLAS EN EL TRATAMIENTO INTERNO.</u></b>	141
<b><u>2.13. HERVIDO DE CALDERAS ANTES DE SU PUESTA EN SERVICIO.</u></b>	149
2.13.1. PROCEDIMIENTO	149
2.13.2. INSTRUCCIONES PARA DESPUES DEL HERVIDO.	150

	<u>PAGINA</u>
2.14. <u>METODOS DE ALMACENAMIENTO DE CALDERAS</u>	152
2.14.1. ALMACENAMIENTO EN SECO DE CALDERAS	153
2.14.2. ALMACENAMIENTO EN HUMEDO DE CALDERAS	154
2.14.2.1. PERIODOS CORTOS	154
2.14.2.2. PERIODOS MAYORES DE ALMACENAMIENTO.	154
2.15. <u>DETERMINACIONES DE GASTOS PARA AGUAS DE REPUESTO EN LAS TORRES DE ENFRIAMIENTO, SEGUN EVAPORACION, ARRASTRES Y CONTROL DE CONCENTRACIONES.</u>	157
3. <u>SISTEMAS DE PROTECCION CATODICA Y SU APLICACION.</u>	162

# ASPECTOS QUIMICOS DE LA GENERACION DE ENERGIA ELECTRICA

## 1. COMBUSTION

### 1.1. COMPOSICION QUIMICA DE LOS COMBUSTIBLES PRODUCIDOS EN MEXICO.

Los combustibles producidos en México, cuya energía calorífica se aprovecha en la generación de vapor o para el movimiento de las máquinas de combustión interna, los podemos dividir en 3 grupos de acuerdo con su estado físico: Sólidos, Líquidos y Gaseosos.

De acuerdo con su disponibilidad y volumen de consumo, se dividen como sigue:

1.1.1. **COMBUSTIBLES LIQUIDOS.** - **Petróleo.** - El Petróleo es un combustible líquido, el más empleado en México. Es un producto natural que existe en el seno de la tierra y que se extrae mediante pozos en las zonas productoras, las cuales están localizadas en el Sur y Norte del Estado de Veracruz y Sur de Tamaulipas. El Petróleo extraído de los pozos se le denomina crudo, y está formado por una mezcla de productos orgánicos denominados hidrocarburos.

Los diferentes crudos que se obtienen de los pozos mexicanos se agrupan en 4 tipos principales.

1.- De base asfáltica. - Con 70% de asfalto sólido, de peso específico elevado muy próximo a 1.0 (0.987), azufre 5% y parafina 0.9%. Este tipo de crudo se extrae en los campos de Pánuco, Ver. y Ebano, S.L.P.

2.- De base Mixta. - Con 45% de asfalto sólido y 3% de parafina, su peso específico es un poco menor que el del anterior (0.93) azufre 3.6%. Este tipo de crudo se extrae en los campos de Los Naranjos, Ver.

3.- De base Mixta con predominio de Parafina. - Contienen 17% de asfalto sólido y mayor porcentaje de parafina. Peso específico bajo (0.86-0.88), con 1.8% de azufre. Este crudo se produce en la Zona de Poza Rica, Ver. y es el más adecuado para elaborar combustibles Diesel.

4.- De base Nafténica.- No contienen asfalto sólido. Parafina máxima 0.8%, peso específico 0.91 y azufre 2.3%.

Estos crudos se producen en la región del Istmo.

En un mismo campo puede cambiar el tipo de crudo de acuerdo con la profundidad de la perforación.

Estos productos están constituidos por Carbono en mayor proporción, seguido del Hidrógeno, Azufre, Nitrógeno, Oxígeno y sustancias incombustibles inorgánicas que quedan en forma de cenizas después de la combustión.

Un análisis aproximado es el siguiente:

Carbono -----	82 - 88%
Hidrógeno -----	10.9 - 14.8%
Azufre -----	1.8 - 5.5%
Nitrógeno -----	} 0.19 - 3.2%
Oxígeno -----	
Cenizas -----	0.03%

El Petróleo que sale de los pozos contiene una cantidad considerable de gas, emulsionado en forma de espuma. Estos gases se eliminan en el mismo campo antes de transportarlo por oleoductos a las refinerías, donde se obtienen por destilación las gasolinas, kerosinas, combustibles diesel y lubricantes.

Al residuo de la destilación que es un líquido negro, viscoso y sin residuo sólido se le denomina combustible pesado y es el que se emplea para quemarse en calderas. La composición química elemental de un combustible pesado es la siguiente:

Carbono -----	84.10
Hidrógeno -----	12.43
Azufre -----	3.41
Cenizas -----	0.06

Los combustibles pesados que distribuye Petróleos Mexicanos para su utilización en la industria, se clasifican de acuerdo con su viscosidad y se les denomina: Tipo Ferrocarril, Vapores y Ligero.

1.1.1.1. ANALISIS.- El análisis elemental de un combustible es importante para calcular su poder calorífico y la cantidad de aire necesaria para la combustión.

Además, es importante considerar ciertas características físicas del combustible, para su mejor aprovechamiento; como son:

Densidad  
Viscosidad  
Poder Calorífico  
Temperatura de Inflamación  
Agua y Sedimento.

DENSIDAD.- La densidad relativa o "Gravedad Específica", es el cociente que resulta de dividir el peso o la masa del combustible a 20°C ó a 60°F entre el peso o la masa, respectivamente, de un volumen igual de agua destilada a 4°C ó a 60°F, respectivamente.

Es importante conocer la densidad relativa de un combustible pues to que con este dato se calcula en unidades de peso (Kgs.) la cantidad entregada en litros de combustible a una termoclétrica.

La densidad de un combustible es normalmente menor de la unidad, así que el agua que contamina a un combustible permanecerá en la parte inferior de los tanques.

La densidad de un combustible se determina en una probeta sin graduación. La lectura obtenida en el densímetro deberá corregirse añadiendo 0.00075 por cada grado centígrado arriba de 20°C de la temperatura de la muestra.

VISCOSIDAD.- Es una propiedad relacionada con la fricción interna existente en los líquidos, semi-líquidos y gases. La viscosidad de un combustible puede definirse como la resistencia que opone a fluir.

La viscosidad de un combustible varía ampliamente con la temperatura y deberá tomarse en cuenta esta variación para determinar la temperatura más apropiada para bombearlo o para atomizarlo.

La determinación de la viscosidad se efectúa en el aparato Saybolt Furol, a 122°F, donde 60 ml. de muestra deberán fluir por un pequeño orificio.

El tiempo cronometrado y reportado en segundos será precisamente la viscosidad Saybolt Furol a esa temperatura (S.S.F. a 122°F).

Cuando se trata de determinar la viscosidad de un combustible diesel (o un lubricante) se utiliza un orificio de menor tamaño, reportándose en este caso la Viscosidad en Segundos Saybolt-Universal (S.S.U.) a 100° y a 212°F en lugar de segundos Saybolt-Furol (S.S.F.). También se emplea para este objeto el viscosímetro cineinático.

**PODER CALORIFICO.** - El poder calorífico de un combustible es la cantidad de calor (B.T.U. o Calorías) desprendida por la unidad de peso (lb. ó Kg.) del combustible al ser quemado.

Con el poder calorífico del combustible puede calcularse la eficiencia de una caldera.

La determinación del poder calorífico se lleva a cabo quemando una pequeña muestra de combustible en un aparato especial llamado bomba calorimétrica. Todo el calor desprendido es cedido a una determinada masa de agua dentro de un sistema adiabático (sin pérdida de calor al exterior).

Esta cantidad de calor podrá ser determinada precisamente por el incremento de la temperatura del agua. La cantidad de calor así encontrada deberá corregirse por los siguientes conceptos: alambre quemado (el cual inicia la combustión), ácidos formados y azufre presente.

**TEMPERATURA DE INFLAMACION.** - La Temperatura de Inflamación indica la temperatura a la cual existe el peligro de que el combustible se encienda, en presencia de una flama.

La determinación se hace elevando lentamente la temperatura de la muestra acercando a intervalos de tiempo y temperatura una llama, hasta el punto donde el combustible se inflame instantáneamente.

**AGUA Y SEDIMENTO.** - Estas impurezas se encuentran normalmente en un combustible y pueden ser determinadas por centrifugación.

**1.1.2. COMBUSTIBLES GASEOSOS.** - Los combustibles gaseosos conocidos comúnmente con el nombre genérico de Gas son el gas natural que existe en las regiones donde hay petróleo, de donde se extrae para su uso. Este gas está compuesto principalmente por Metano (CH<sub>4</sub>) siendo su composición la que se indica en la siguiente fórmula, expresada en % de volumen.

Metano -----	93.16
Etano -----	4.97



Propano - - - - -	1.58
Butano - - - - -	0.29

**1.1.3 COMBUSTIBLES SOLIDOS.- Carbón de Piedra.-** Es un combustible natural que se extrae del seno de la tierra y que se ha producido por descomposición de materias vegetales a altas temperaturas y presiones en el curso de los siglos.

Los carbones más importantes son los siguientes, enumerando primero los que han sufrido un proceso menor de transformación y después los carbones más viejos o que han sufrido un proceso mayor de transformación.

La turba, es una madera a medio descomponer, con el siguiente análisis aproximado:

Humedad - - - - -	18%
Materia Volátil - -	52%
Carbón fijo - - - -	29%
Cenizas - - - - -	1%

El poder calorífico es de alrededor de 700 Cal/Kg. (1300 BTU/lb.)

El lignito, es un carbón de color café y de constitución leñosa con el siguiente análisis:

Humedad - - - - -	6%
Materia Volátil - -	43%
Carbón fijo - - - -	43%
Cenizas - - - - -	8%

El poder calorífico es de 3600 Cal/Kg. (6600 BTU/lb.)

El Carbón sub-bituminoso es de apariencia laminar brillante pero se hace opaco y se rompe cuando se pone al sol. El poder calorífico superior es de 6600 Cal/Kg (1200 BTU/lb.) y su análisis aproximado es de:

Humedad - - - - -	12%
Materia Volátil - -	40%
Carbón Fijo - - - -	40%
Cenizas - - - - -	8%

El carbón Bituminoso o Hulla no se desintegra con el tiempo y es la base de carbón más empleada. El poder calorífico superior es de 8400 Cal/Kg. -- (15100 BTU/lb) y su análisis es:

Humedad	_____	4%
Materia volátil	_____	29%
Carbón Fijo	_____	60%
Cenizas	_____	7%

La antracita es un carbón muy duro que cuando se rompe produce pedazos brillantes. No se emplea como combustible debido a su alto precio, aún -- cuando su poder calorífico es muy elevado. El análisis aproximado es:

Humedad	_____	2%
Materia volátil	_____	6%
Carbón fijo	_____	87%
Cenizas	_____	5%

## 1.2 REACCIONES QUÍMICAS DE COMBUSTION.

La combustión es un fenómeno químico resultante de la combinación de un combustible con el oxígeno, en donde se desarrolla calor.

La velocidad de combustión depende de la afinidad del elemento combustible con el oxígeno y de las condiciones en las que tiene lugar la combustión.

Una combustión es completa cuando todos los elementos que componen el combustible se han unido con todo el oxígeno que es capaz de entrar en combinación.

1.2.1. MOLECULAS Y ATOMOS. - Para una mejor comprensión de las reacciones de combustión, es preciso incluir unas explicaciones breves de la constitución de la materia.

Todo cuerpo químico está constituido de unidades físicas de materia que constituyen el límite de división del compuesto. Estas unidades se denominan moléculas y participan de todas las propiedades y naturaleza del cuerpo.

Las moléculas están compuestas de uno o más elementos combinados denominados átomos, que es la mínima porción de cada cuerpo que puede separarse por medios químicos.

Por tanto cada cuerpo está constituido por moléculas y cada molécula de uno o varios átomos,

Los cuerpos se dividen en simples y compuestos.

Cuerpos simples son aquellos que por medios químicos no pueden transformarse en otros más sencillos y se denominan elementos. Estos elementos son relativamente pocos (103 conocidos), y se designan por símbolos.

Los cuerpos compuestos resultan de la combinación de 2 o más elementos y la cantidad de ellos es innumerable. Los compuestos se designan por fórmulas en las que aparecen los símbolos de los elementos que los componen.

Cada elemento se distingue del otro por sus propiedades específicas como son, el peso atómico, el estado físico, el peso molecular y sus temperaturas de fusión, ebullición, etc.

Los cuerpos compuestos tienen también propiedades específicas que los identifican individualmente.

1.2.2. REACCION QUIMICA.- Una reacción química entre los elementos o compuestos es un rearrreglo de los átomos de los elementos en una nueva combinación de moléculas. Estas reacciones siempre ocurren de acuerdo con relaciones de peso fijas e invariables que son características de los elementos que entran en la reacción, también se originan cambios de volúmen definidos, basados en el número de moléculas gaseosas reaccionantes y producidas.

1.2.3. REACCIONES DE COMBUSTION.- Las moléculas de los gases elementales como el Oxígeno, Nitrógeno y el Hidrógeno están compuestas por 2 átomos.

Los elementos que intervienen en las reacciones de combustión de acuerdo con la composición del combustible y el aire son Oxígeno, Nitrógeno, Hidrógeno, Carbono y Azufre, designados respectivamente por los símbolos (O, N, H, C y S).

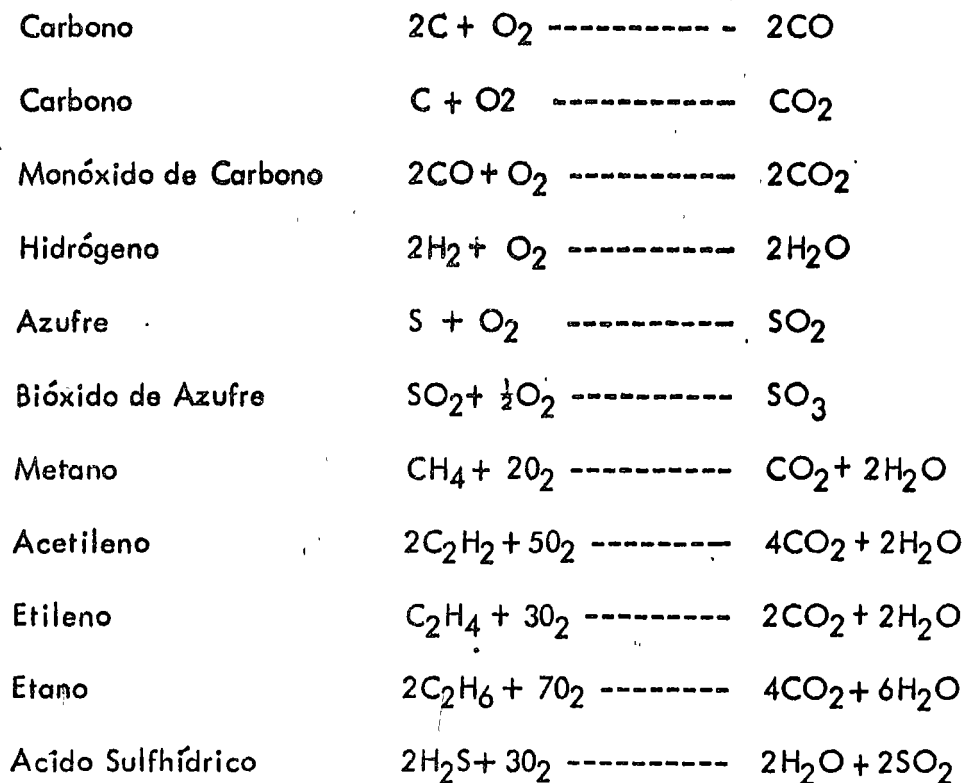
Las características de estos elementos así como de algunos combustibles gaseosos y productos de reacción, se dan a continuación:

SUBSTANCIAS	SIMBOLO Y FORMULA MOLECULAR	-PESO ATOMICO		PESO MOLECULAR		ESTADO
		EXACTO	APROXIM.	EXACTO	APROXIMADO	
Carbono	C	12.000	12			Sólido
Hidrógeno	H	1.008	1	2.016	2	Gas
Oxígeno	O	16.000	16	32.000	32	Gas
Azufre	S	32.06	32			Sólido
Nitrógeno	N	14.008	14	28.016	28	Gas
Monóxido de Carbono	CO			28.00	28	Gas
Bióxido de Carbono	CO <sub>2</sub>			44.00	44	Gas
Metano	CH <sub>4</sub>			16.032	16	Gas
Acetileno	C <sub>2</sub> H <sub>2</sub>			26.016	26	Gas
Etileno	C <sub>2</sub> H <sub>4</sub>			28.032	28	Gas
Etano	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>			30.048	30	Gas
Bióxido de Azufre	SO <sub>2</sub>			64.06	64	Gas
Acido Sulhídrico	H <sub>2</sub> S			34.076	34	Gas
Agua	H <sub>2</sub> O			18.016	18	Líquido.
Aire				28.85	29	Gas

Para la producción práctica de calor en la combustión, es esencial que los elementos del combustible tengan gran afinidad con el oxígeno. El carbono y el Hidrógeno que son los elementos más importantes que se encuentran en los combustibles comunes, alcanzan este requisito. Esto ocurre ya sea en estado libre o combinado en todos los combustibles sólidos, líquidos y gaseosos.

La combinación del oxígeno con el combustible, como ya se dijo, se efectúa de acuerdo con leyes fijas. Las reacciones que producen son simples y se pueden computar de acuerdo con los pesos atómicos de cada elemento que interviene en la reacción, o aún mejor, de acuerdo con los pesos moleculares de cada compuesto.

Si consideramos que la combustión es completa y que se suministra la cantidad de aire requerida, las reacciones y combinaciones resultantes se efectúan de acuerdo con las reacciones químicas siguientes:



En la tabla anterior se observa que el Carbono puede combinarse con el oxígeno formando 2 compuestos, el monóxido y el bióxido de carbono. Al quemarse a monóxido de carbono aún no se ha combinado con todo el oxígeno del que es capaz de reaccionar y por lo tanto no está totalmente oxidado.

Al quemarse a bióxido, el carbono se ha combinado con todo el oxígeno posible y la oxidación es completa. El monóxido de carbono puede unirse además con una cantidad adicional de oxígeno para formar  $CO_2$  y de este - -

modo el carbono de la combinación original queda totalmente oxidado.

**AIRE.** - El oxígeno necesario para la combustión se toma de la fuente natural -- más barata e inagotable, el aire atmosférico.

El aire no es una combinación química, sino una mezcla física de varios gases: Oxígeno, Nitrógeno y ligeras cantidades de bióxido de carbono, vapor de agua, Argón y otros gases inertes. Para fines de cálculo, el bióxido de carbono y los gases inertes se consideran como porcentaje de Nitrógeno en la -- mezcla y la composición es la siguiente :

	% en Volúmen	% en Peso
O <sub>2</sub>	21.0	23.2
N <sub>2</sub>	79.0	76.8

El Oxígeno en los cálculos de las combinaciones con los diferentes -- constituyentes del combustible se considera separado de su unión mecánica con el Nitrógeno.

El Nitrógeno no interviene en la combustión constituyendo una pérdida directa de calor por absorberlo a su paso a través del horno, en relación directa a su calor específico y a la temperatura de los gases a la salida de la caldera. -- Además no obstante ser un constituyente inútil es necesario considerar su volúmen en el diseño de horno y de los tiros de la caldera, si fuera práctico suministrar Oxígeno sólo al combustible, no sería requerido.

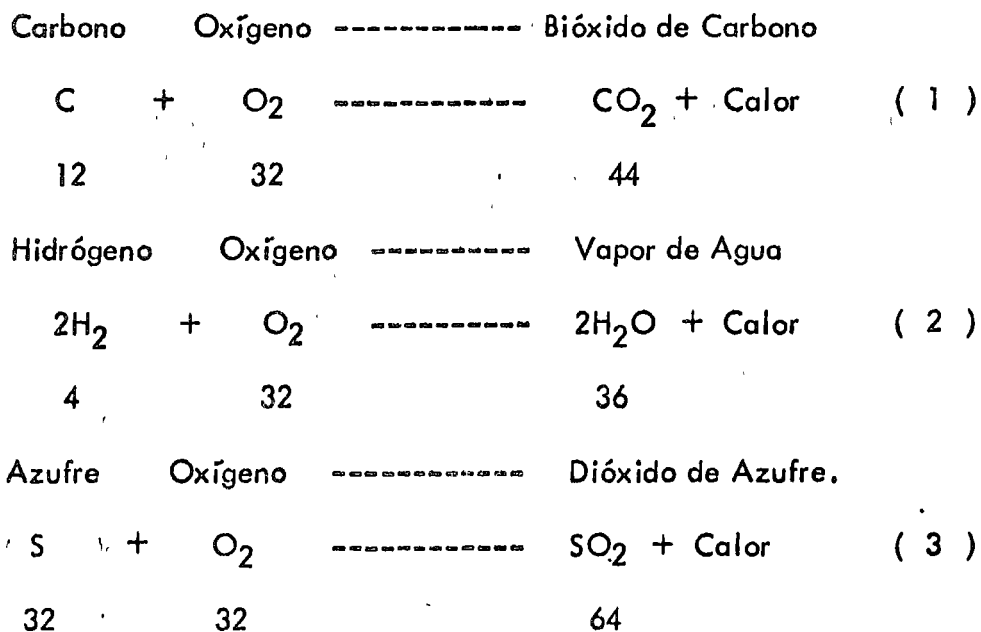
**TEMPERATURA.** - La velocidad de combustión como ya se ha asentado, depende de la afinidad del combustible para el Oxígeno y de las condiciones bajo las que tiene lugar la combustión. La principal de estas condiciones es la temperatura.

Con el simple hecho de llevar oxígeno a la presencia de una sustancia combustible, no se origina la combustión. Cada sustancia combustible tiene una temperatura llamada de ignición a la que se debe llevar antes de que reaccione químicamente con el oxígeno y debajo de la cual esta combinación no se produce. Sin oxígeno y sin haber llegado a la temperatura de ignición no se produce la combustión.

Una vez iniciada la combustión el calor desarrollado en la oxidación del combustible, mantiene la temperatura necesaria para continuar la ignición.

### 1.2.4. CALCULO DEL AIRE TEORICO NECESARIO PARA LA COMBUSTION

De acuerdo con las reacciones de Combustión y los pesos moleculares de los elementos que intervienen, se tiene:



Las reacciones anteriores indican que 12 partes en peso de carbono necesitan 32 partes en peso de oxígeno para quemarse totalmente y producir 44 partes en peso de Bióxido de Carbono.

Igualmente 4 partes de Hidrógeno requieren 32 partes de Oxígeno formando 36 partes de agua; y 32 partes de azufre requieren 32 partes de Oxígeno para formar 64 partes de Dióxido de Azufre.

Con las relaciones de peso anteriores se obtienen las relaciones de Oxígeno/elemento.

Elemento	Relación de Combinación O <sub>2</sub> /Elemento.
C	$\frac{32}{12} = 2.67$ ( 4 )
H <sub>2</sub>	$\frac{32}{4} = 8.00$ ( 5 )
N <sub>2</sub>	No reacciona.
S	$\frac{32}{32} = 1$ ( 6 )



Conociendo el análisis elemental de un combustible se determina el oxígeno requerido para la combustión multiplicando el porcentaje de cada elemento por los valores de la relación Oxígeno/elemento ( 4 ), ( 5 ) y ( 6 ).

El Oxígeno contenido en el combustible disminuye la cantidad de Oxígeno requerida.

Tomando como ejemplo un carbón combustible que tenga el siguiente análisis:

C	-----	83.39% En peso.
H <sub>2</sub>	-----	4.56 %
O <sub>2</sub>	-----	5.05 %
N <sub>2</sub>	-----	1.03 %
S	-----	0.64 %
Cenizas	-----	5.33 %

El oxígeno requerido por unidad de peso del combustible será:

C	.8339 x 2.666 =	2.2237
H <sub>2</sub>	.0456 x 8.00 =	0.3648
O <sub>2</sub>	.0505 x (- 1) =	-0.0505
N <sub>2</sub>	No reacciona	-----
S	.0064 x 1.00 =	0.0064
Cenizas	No reacciona	-----

TOTAL: 2.5444 Partes de O<sub>2</sub> por parte de carbón (en peso).

Es decir, que se requieren 2.5444 Kgs. de oxígeno por Kg. de Carbón combustible para que se produzca la combustión completa.

Para calcular la cantidad de aire necesaria para proporcionar el oxígeno que se requiere para la combustión se tiene:

Composición del Aire

23.2% de Oxígeno ( en peso ) .

76.8% de Nitrógeno ( en peso ) .

Por tanto para obtener 1 Kg. de Oxígeno se requieren:  $\frac{1}{.232} = 4.31$  Kgs. de aire.

Para el ejemplo anterior se requerirán:

$$2.5444 \times 4.31 = 10.966 \text{ Kgs. de aire por Kg. de Carbón}$$

Multiplicando las relaciones de Oxígeno/elemento ( 4 ), ( 5 ) y ( 6 ), por el factor 4.31 tenemos las relaciones de Aire elemento.

$$C \text{ ----- } 2.66 \times 4.31 = 11.49 \quad ( 7 )$$

$$H_2 \text{ ----- } 8.00 \times 4.31 = 34.48 \quad ( 8 )$$

$$S \text{ ----- } 1.00 \times 4.31 = 4.31 \quad ( 9 )$$

De los valores ( 7 ), ( 8 ) y ( 9 ), se puede determinar el aire teórico - necesario con la Fórmula siguiente:

Partes de Aire por parte de Combustible ( en peso ) =

$$\frac{1}{100} = \left[ 11.49C + 34.48 \left( H_2 - \frac{O_2}{8} \right) + 4.31 S \right] \quad ( 10 )$$

Los símbolos de los elementos en la fórmula ( 10 ) representan su porcentaje en peso en el combustible, y el término  $( H_2 - \frac{O_2}{8} )$  indica que todo el Oxígeno del combustible se une con el hidrógeno para formar vapor de agua, restándose el Oxígeno que reacciona  $( \frac{O_2}{8} )$  del % de Hidrógeno del combustible que

dando únicamente el Hidrógeno que va a reaccionar con el oxígeno del aire.

Una fórmula comúnmente empleada que se simplifica de la fórmula -- (10) con un error casi despreciable, es la siguiente:

Partes de Aire por parte de combustible ( en Peso ) =

$$\frac{34.48}{100} \left( \frac{C}{3} + H_2 - \frac{O_2}{8} + \frac{S}{8} \right) \text{-----} ( 11 )$$

En el caso de los gases combustibles es más sencillo hacer uso de una fórmula de acuerdo con el porcentaje de Hidrocarburos.

De acuerdo con las reacciones de combustión y siguiendo los mismos pasos seguidos en las reacciones y ecuaciones del ( 1 ) al ( 9 ) se tiene la siguiente fórmula:

Partes de aire por parte de combustible ( en peso ) =

$$\frac{1}{100} ( 2.46 CO + 34.48 H_2 + 17.24 CH_4 + 13.26 C_2H_2 + 14.78 C_2H_4 + 16.09 C_2H_6 + 6.09 H_2S - 4.31 O_2 ) \text{-----} ( 12 )$$

En los gases combustibles es común expresar el aire necesario en pies cúbicos por pie<sup>3</sup> de combustible, de acuerdo con la fórmula siguiente:

$$\frac{1}{100} \left[ 2.38(CO + H_2) + 9.52 CH_4 + 11.91 C_2H_2 + 14.29 C_2H_4 + 16.67 C_2H_6 - 4.76 O_2 \right] \text{-----} ( 13 )$$

Para llegar a la fórmula anterior se considera el volumen en pies<sup>3</sup> de gases por libra, a la presión atmosférica y a 32°F. según la Tabla siguiente:

<u>G A S</u>	<u>VOLUMEN PIES<sup>3</sup> / LIBRA</u>
Aire -----	12.40
Oxígeno -----	11.22
Monóxido de Carbono (CO) -----	12.81

Bióxido de Carbono (CO <sub>2</sub> ) -----	8.11
Metano (CH <sub>4</sub> ) -----	22.35
Acetileno (C <sub>2</sub> H <sub>2</sub> ) -----	13.47
Etileno (C <sub>2</sub> H <sub>4</sub> ) -----	12.58
Etano (C <sub>2</sub> H <sub>6</sub> ) -----	11.53
Bióxido de Azufre (SO <sub>2</sub> ) -----	5.45
Acido Sulfhídrico (H <sub>2</sub> S) -----	10.42

### 1.3 ANALISIS DE LOS GASES DE COMBUSTION.

1.3.1. PRODUCTOS DE COMBUSTION. Como ya vimos en las reacciones, los productos de combustión están formados por: CO<sub>2</sub>, N<sub>2</sub>, O<sub>2</sub>, SO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O y cenizas, en proporciones que dependen de la composición del combustible.

El peso del combustible quemado más el peso del aire empleado en la combustión debe ser igual al peso de los gases de combustión más las cenizas. Así se tiene:

$$W_g = (C - Z) + A_p \text{ ----- ( 1 )}$$

en donde

W<sub>g</sub> = peso de los gases de combustión, por unidad de peso del combustible.

C = unidad de peso de Combustible.

Z = fracción de ceniza en el Combustible.

A<sub>p</sub> = peso del aire prácticamente necesario por unidad de peso del combustible.

De acuerdo con la fórmula anterior se puede calcular fácilmente el peso de los gases de combustión conociendo el análisis del combustible a partir del cual se determina el aire teórico necesario para la combustión, y se le suma el aire suministrado en exceso en la combustión, de acuerdo con el coeficiente de exceso de aire empleado.

Por ejemplo si tenemos un combustible del análisis siguiente:

C	-----	79%
H <sub>2</sub>	-----	4%
N <sub>2</sub>	-----	2%
S	-----	1%
O <sub>2</sub>	-----	6%
Cenizas	-----	8%

El coeficiente de exceso de aire es de 1.3 (30% de exceso de aire).

El peso de los gases de combustión se calculan de la siguiente manera:

1.- Aire teóricamente necesario (Fórmula 10)

$$\frac{1}{100} \left[ 11.49C + 34.48(H_2 - \frac{O_2}{8}) + 4.31 S \right]$$

$$\frac{1}{100} \left[ (11.49 \times 79) + (34.48 \times 3.25) + (4.31 \times 1) \right] = 10.24 \text{ Kg. de aire/Kg. de combust.}$$

2.- El aire total para la combustión es:

$$A_p = 10.24 \times 1.3 = 13.31 \text{ Kgs. de aire/Kg. de combustible.}$$

3.- El peso de los gases de combustión será el siguiente:

$$W_g = (C - Z) + A_p$$

$$W_g = (1 - .08) + 13.31$$

$$W_g = 14.23 \text{ Kgs. de gases de combustión/Kg. de Combustible.}$$

En los trabajos de combustión los gases se analizan expresándose su porcentaje en volúmen de gases secos. El volúmen de los gases de combustión depende de la presión de los gases y de su temperatura y se calcula de acuerdo con la ecuación de los gases perfectos  $\frac{P}{T} V = \frac{P_0 V_0}{T_0} = R$

Los valores  $P_0$ ,  $V_0$  y  $T_0$  se refieren a la presión volúmen y temperatura estándar cuyos valores en el Sistema Métrico son: 1 atmósfera (ó 760 mm. de mercurio), 22.41 litros y 273° absolutos ó Kelvin, respectivamente. En el Sistema Inglés el valor de las condiciones estándar son como sigue: presión estándar  $P_0$ : 14.7 lbs/plg<sup>2</sup>, Volúmen  $V_0$  de una libra-mol: 359 pies cúbicos y Temperatura estándar  $T_0$ : 492° Rankine.

Los valores de la constante general de los gases  $R$ , dependen entonces de las unidades escogidas para expresar la presión y la temperatura estándares y el volúmen molecular.

En el primer caso:

$$R = 0.082054 \frac{\text{atm. lt}}{\text{gr. mol. } ^\circ\text{K}}$$

Y en el segundo:

$$R = 10.71 \frac{\text{lbs/plg}^2 \cdot \text{pies}^3}{\text{lb. mol. } ^\circ\text{R}}$$

Con estos valores de  $R$  ó con los de  $P_0$ ,  $V_0$ , y  $T_0$  expresados en las unidades apropiadas, pueden calcularse las condiciones del gas a una temperatura y presión determinadas según la ecuación general de los gases.

El volúmen de los gases de combustión se calcula de la siguiente manera:

$$V_g = W_g \frac{RT}{P}$$

en donde:

$V_g$  = Volúmen parcial de cada gas de combustión, por unidad de peso del combustible.

$W_g$  = Peso parcial de cada gas por unidad de peso del combustible.

$R$  = Constante general de los gases en las unidades empleadas para las otras variables.

$T$  = Temperatura absoluta de los gases.

$P$  = Presión de los mismos

La suma de los volúmenes parciales nos da el volúmen total de gases de combustión.

### 1.3.2. ANALISIS DE GASES.

En un análisis de los gases de combustión se determina principalmente el  $CO_2$  y también el  $CO$  y  $O_2$  con lo cual se puede establecer si una combustión es completa y cuál es el exceso de aire empleado.

Cuando la combustión es completa no debe haber  $CO$  en los gases.

Cuando el exceso de aire aumenta, el % de  $CO_2$  disminuye, debido a que el  $CO_2$  queda más diluido en los gases de combustión por la presencia de mayor cantidad de aire.

#### 1.3.2.1. APARATO ORSAT.

El aparato Orsat es usado generalmente para el análisis de los gases de combustión. Se basa en la absorción sucesiva del  $CO_2$ ,  $O_2$  y  $CO$ , en soluciones de Potasa Cáustica, Pirogalato de Sodio y Cloruro Cuproso ácido, respectivamente.

El aparato consta de 3 pipetas en las cuales están los reactivos empleados para absorber los gases.

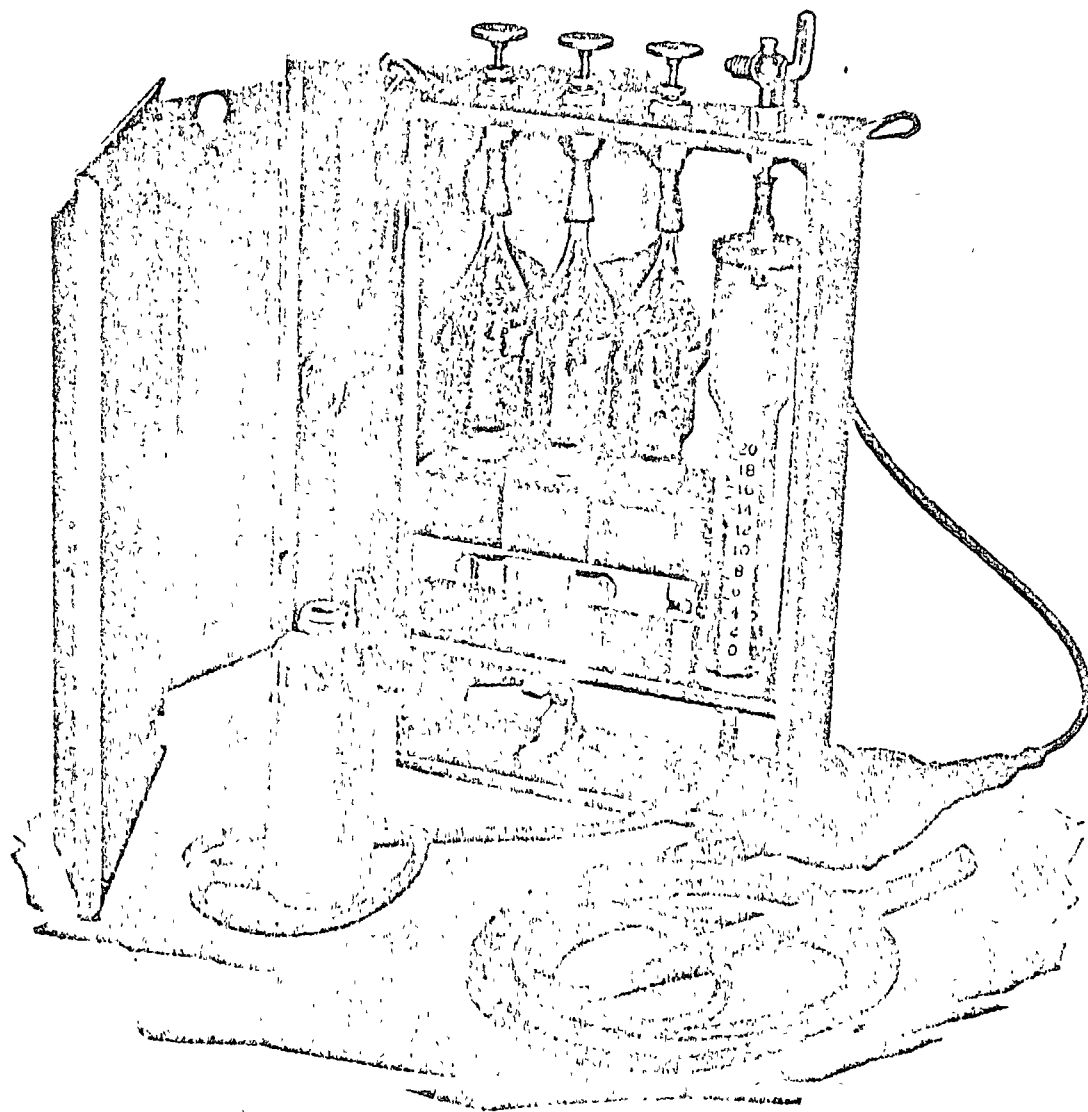


Fig. No. 1.- Analizador de gases Orsat.



Consta además de una probeta graduada en donde se mide la muestra de gas y se hacen las mediciones sucesivas después de cada absorción.

Cada pipeta se conecta a un cabezal superior con válvulas por donde se hace fluir el gas, haciendo descender el líquido de la pipeta hasta una caja que contiene el volumen total de la solución.

La parte inferior de la pipeta tiene una columna de agua que se la eleva por medio de un frasco y un tubo de hule comunicante. Esta columna de agua tiene por objeto someter el gas a presión para introducirlo a las pipetas y desalojarlo posteriormente durante cada prueba de absorción.

### 1.3.3. DETERMINACION DEL EXCESO DE AIRE MEDIANTE EL ANALISIS DE ORSAT.

La relación de volúmenes de los gases de combustión es particularmente importante en los cálculos por el sistema molar, ya que para las mismas condiciones de temperatura y presión el volumen de una mol es constante para todos los gases.

Los cálculos de combustión pueden simplificarse con el uso del gramo mol, como unidad de peso, generalmente conocida como mol. Por las leyes de los gases se establece que iguales volúmenes de gases a una determinada presión y temperatura, contienen el mismo número de moléculas. Los pesos de iguales volúmenes de gases son proporcionales a su peso molecular. Si  $M$  es el peso molecular de un gas, 1 mol es igual a  $m$ . gramos. (unidad gramo-mol.)

Por ejemplo: 1 mol de  $O_2$  = 32 gramos de  $O_2$

1 mol de  $H_2$  = 2 gramos de  $H_2$

A  $60^\circ F$  y a la presión atmosférica el volumen específico del oxígeno es 0.700 lt/gr. Por tanto, una mol de oxígeno tiene un volumen de  $32 \times 0.700 = 22.4$  lts. De igual modo a  $60^\circ F$  y a la presión atmosférica el volumen específico del hidrógeno es 11.111 lts/gr., y 1 mol. tiene un volumen de  $2.016 \times 11.111 = 22.4$  lts. Este volumen (22.4 lts.) es por lo tanto el volumen de un gramo mol de cualquier gas a las condiciones de presión y temperatura estándar y de igual manera 22.4 m<sup>3</sup>. es el volumen de un Kg-mol en las mismas condiciones. El volumen de una mol a la presión atmosférica está en proporción directa a la temperatura absoluta.

Como se indicó, las relaciones de moles y relaciones de volúmenes gaseosos, son numéricamente iguales.

El aire con una composición de 21% de  $O_2$  y 79% de  $N_2$  en volumen, es igual a 21 mols. de  $O_2$  y 79 mols. de  $N_2$  en 100 mols. de aire.

En la combustión del combustible tenemos que por cada mol de C, H<sub>2</sub> y S quemado, se forma una mol de CO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O y SO<sub>2</sub> respectivamente.

Los análisis de los gases de combustión están hechos sobre la base de volúmenes de gases secos y nos indican las mols de estos gases por cada 100 mols de gases totales, que son el CO<sub>2</sub>, CO, O<sub>2</sub> y la diferencia nos da el N<sub>2</sub>.

Por ejemplo: Si tenemos en un análisis de gases de una chimenea 11.6% de CO<sub>2</sub>, se puede calcular el exceso de aire conociendo previamente el análisis del combustible, del cual se dan los siguientes valores:

$$C = 83.05$$

$$O_2 = 0$$

$$H_2 = 12.40$$

$$S = 3.30$$

$$N_2 = 1.25$$

De acuerdo con los pesos moleculares de cada constituyente se obtienen las siguientes mols:

$$C = \frac{83.05}{12} = 6.92$$

$$H_2 = \frac{12.40}{2} = 6.20$$

$$S = \frac{3.30}{32} = 0.103$$

$$N_2 = \frac{1.25}{28} = 0.0446$$

Las mols de gases de combustión serán:

$$CO_2 = 6.92$$

$$H_2O = 6.2$$

$$SO_2 = 0.103$$

$$N_2 = 0.0446 + N_2 \text{ del Aire.}$$

Las mols de oxígeno del aire requeridas, de acuerdo con las reacciones de combustión serán:

$$\text{Para el C} = 6.92 \times 1 = 6.92$$

$$\text{Para el H}_2 = 6.20 \times 0.5 = 3.10$$

$$\text{Para el S} = 0.103 \times 1 = \underline{0.103}$$

$$\text{Total: } 10.123$$

Como el combustible no tiene oxígeno, no habrá que restar el número de mols en el combustible del número de mols de oxígeno requerido.

$$\text{Las mols de aire teórico son: } \frac{10.123}{0.21} = 48.2 = A$$

Las mols de N<sub>2</sub> del aire son:

$$48.2 \times 0.79 = 38.1$$

Las mols de gases secos son:

$$\text{CO}_2 = 6.92$$

$$\text{SO}_2 = 0.103$$

$$\text{N}_2 = 0.045$$

$$\text{N}_2 \text{ del aire} = \underline{38.1}$$

$$\text{Total: } 45.168 = G$$

El porcentaje de CO<sub>2</sub> en los gases secos será:

$$\frac{6.92 \times 100}{45.168} = 15.32 \% = P$$

Quando se aumenta el aire (exceso de aire) las mols de CO<sub>2</sub> permanecer constantes con respecto al combustible; pero disminuye el porcentaje P de CO<sub>2</sub> al diluirse con el aire.

Supongamos un coeficiente de exceso de aire E igual a 1.3 (30% de -- exceso). Las mols de CO<sub>2</sub> seguirán siendo 6.92.

Los mols de gases secos serán:

$$45.168 + (48.2 \times 0.3) = 45.168 + 14.46 = 59.63$$

El porcentaje de CO<sub>2</sub> será ahora:

$$\frac{6.92 \times 100}{59.63} = 11.6 \%$$

Lo que demuestra que el % de CO<sub>2</sub> disminuye cuando aumenta el exceso de aire, debido a que el CO<sub>2</sub> se diluye con los gases de combustión, por la presencia de exceso de aire.

Se puede trazar una gráfica que tenga por abscisas los coeficientes E dados y por ordenadas los porcentos de CO<sub>2</sub> calculados como en el ejemplo anterior, conociendo previamente el análisis elemental del combustible. (Figura No. 1).

Con ayuda de esta gráfica se vé que el coeficiente de exceso de aire que corresponde al 11.6% obtenido del análisis de los gases de combustión es:

$$E = 1.30 \text{ (30\% de exceso de aire)}$$

También se puede deducir la siguiente fórmula general para calcular el exceso de aire en función del % de CO<sub>2</sub> en los gases de combustión, deduciendo del ejemplo anterior:

Sea: E = coeficiente de exceso de aire buscado

P = % de CO<sub>2</sub>

C = Mols. de CO<sub>2</sub> producidos por unidad de combustible.

G = Mols. de gases secos producidos por unidad de combustible.

A = mols de aire químicamente necesario para la combustión por unidad de combustible.

$$\% \text{ CO}_2 = \frac{\text{mols CO}_2 \text{ produc. / unidad de comb.} \times 100}{\text{mols. de gases totales.}}$$

COMBUSTIBLE DE TAMPICO

Análisis Elemental.

Carbon 83.05%

Hidrógeno 12.40%

Azufre 3.30%

Nitrógeno 1.25%

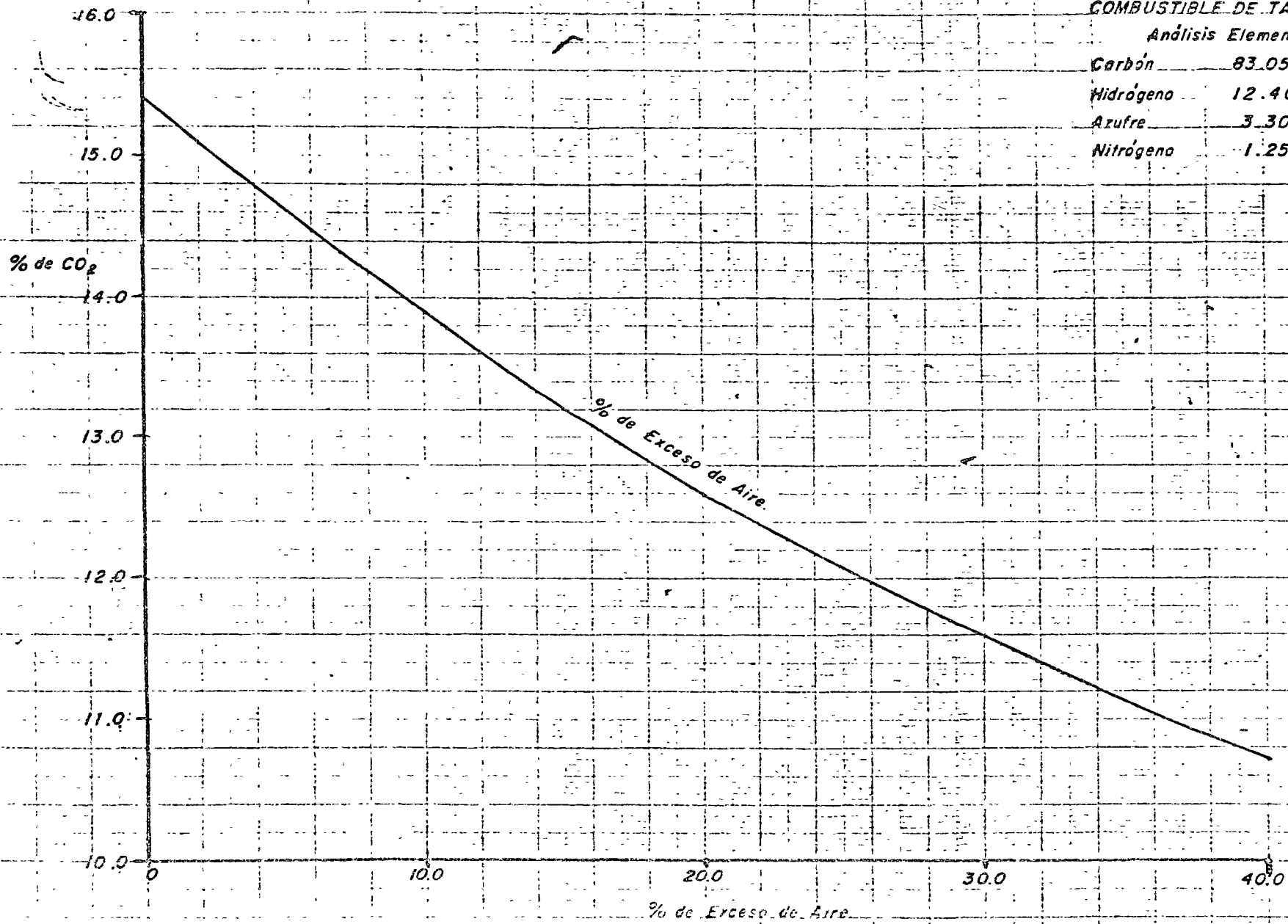


FIG. 2.-Gráfico para determinar el exceso de aire en función del % de CO<sub>2</sub> del análisis de gases de Combustión (Orsat).

$$\text{Se tiene: } P = \frac{C}{G + (E-1)A} \times 100$$

$$\frac{P}{100} = \frac{C}{G + (E-1)A}$$

$$G + (E-1)A = \frac{100C}{P}; (E-1)A = \frac{100C}{P} - G$$

$$E-1 = \frac{100C}{AP} - \frac{G}{A} = \frac{100C - GP}{AP}$$

$$E = \frac{100C - GP}{AP} + 1$$

$$E = \frac{(100 \times 6.92) - (45.168 \times 11.6)}{48.2 \times 11.6} + 1 = \frac{692 - 523.9}{559.12} + 1$$

$$E = 0.30 + 1 = 1.30$$

$$\% \text{ de exceso de aire} = 30.0\%$$

La cantidad de  $O_2$  en los gases de combustión es significativa para definir las condiciones del proceso de combustión. Su presencia (exceso de aire) siempre significa que se está introduciendo más aire que el que se está usando. Considerando una combustión completa, los valores bajos de  $O_2$  en los gases reflejan un exceso de aire moderado y pérdidas de calor reducidas.

Una fórmula que se ha usado bastante para calcular el exceso de aire, de un análisis de Orsat es:

$$\% \text{ de exceso de aire} = \frac{100 \times O_2 - CO/2}{0.264 N_2 - (O_2 - CO/2)}$$

#### 1.4. EFFECTOS SOBRE LOS MATERIALES DE CONSTRUCCION DE LAS CALDERAS POR LOS COMBUSTIBLES CON ALTOS CONTENIDOS DE AZUFRE, VANADIO Y SALES DE SODIO Y CALCIO.

El mejoramiento de los métodos de destilación del petróleo ha aumentado la cantidad de productos de alto precio, pero disminuido la cantidad de combustible residual obtenible, por tonelada de petróleo crudo.

Puesto que la mayor parte de los materiales que forman las cenizas en el crudo original se concentran en el combustible residual, se tiene por resultado que el consumidor de combustible pesado recibe un producto con mayor contenido de cenizas.

El aumento de cenizas, juntamente con otros factores, ha dado por resultado el aumento de formación de escoria y el aumento de problemas de corrosión en las calderas que queman combustibles residuales.

Estos depósitos y escoria reducen la absorción de calor, el área de paso de gases, causan mayores pérdidas de tiro y a menudo reducen la capacidad total de la caldera.

El alto contenido de azufre en el combustible, da por resultado la formación de mayor cantidad de ácido sulfúrico en las secciones más frías de la caldera y mayor corrosión acídica de los economizadores y precalentadores de aire. Los productos de corrosión forman una capa aislante de depósito y reducen la eficiencia de la caldera. Estos problemas causan a menudo que la caldera tenga que interrumpir su operación y se tenga que poner fuera de servicio para limpiarla y poder así recuperar su eficiencia normal.

Las corrosiones severas causan falla prematura de precalentadores de aire y de economizadores. Todo esto contribuye a dar lugar a problemas sumamente serios en la operación de calderas.

##### 1.4.1. PROCEDIMIENTOS DE PROTECCION DE LOS MATERIALES.

Se han hecho numerosos estudios e investigaciones, tratando de encontrar métodos para controlar y evitar los depósitos en el hogar de las calderas, en los últimos años.

Algunos métodos atacan el problema desde el punto de vista mecánico y varían desde pequeñas modificaciones al equipo de limpieza, hasta modificaciones en el diseño de la caldera.

GRAFICA PARA LA DETERMINACION DE LA TEMPERATURA DE LOS GASES DE COMBUSTION DE UNA CALDERA PARA EVITAR LA CORROSION EN LOS PRECALENTADORES DE AIRE TIPO REGENERATIVO

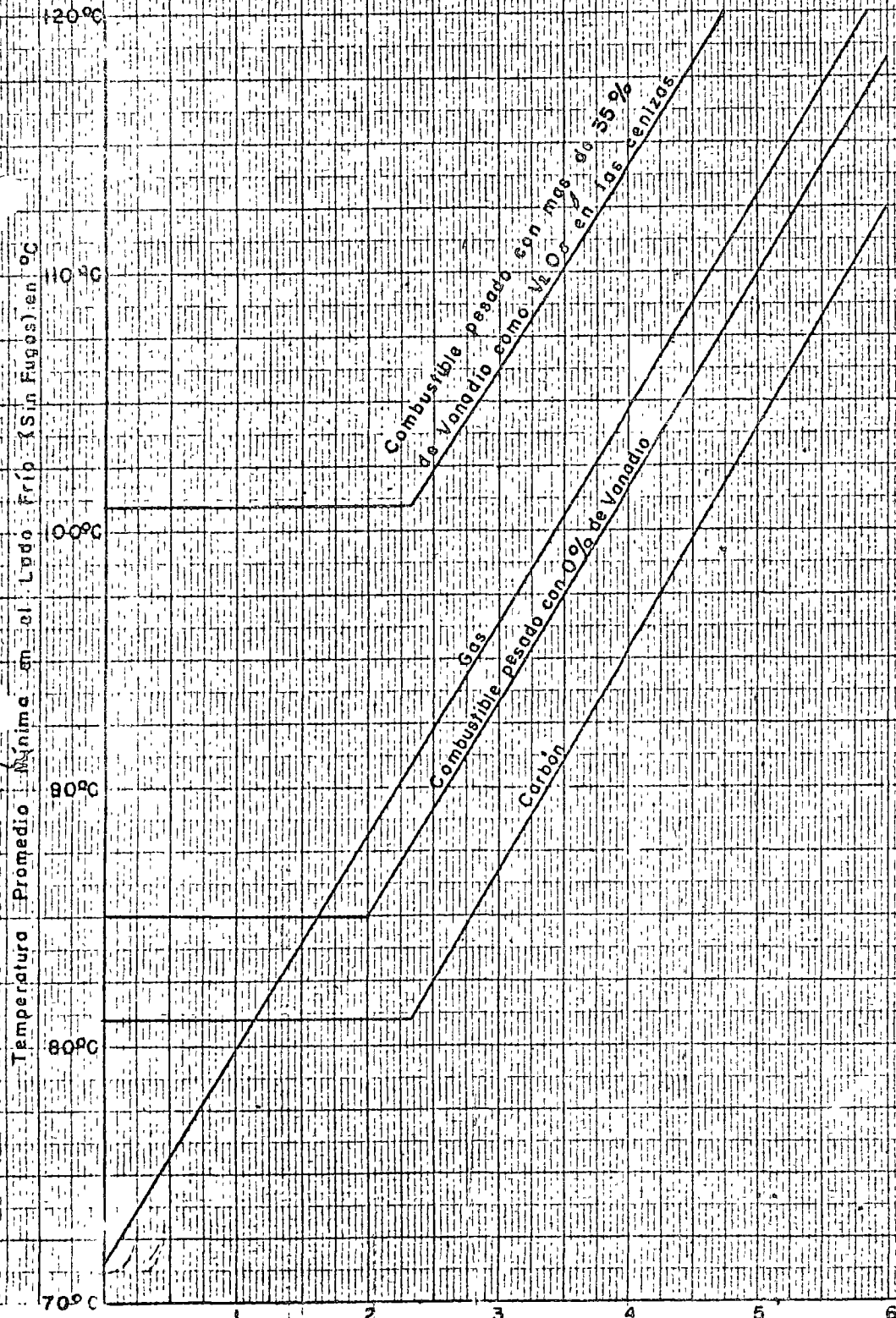


FIG. No. 3

Contenido de Azufre en el Combustible — % S



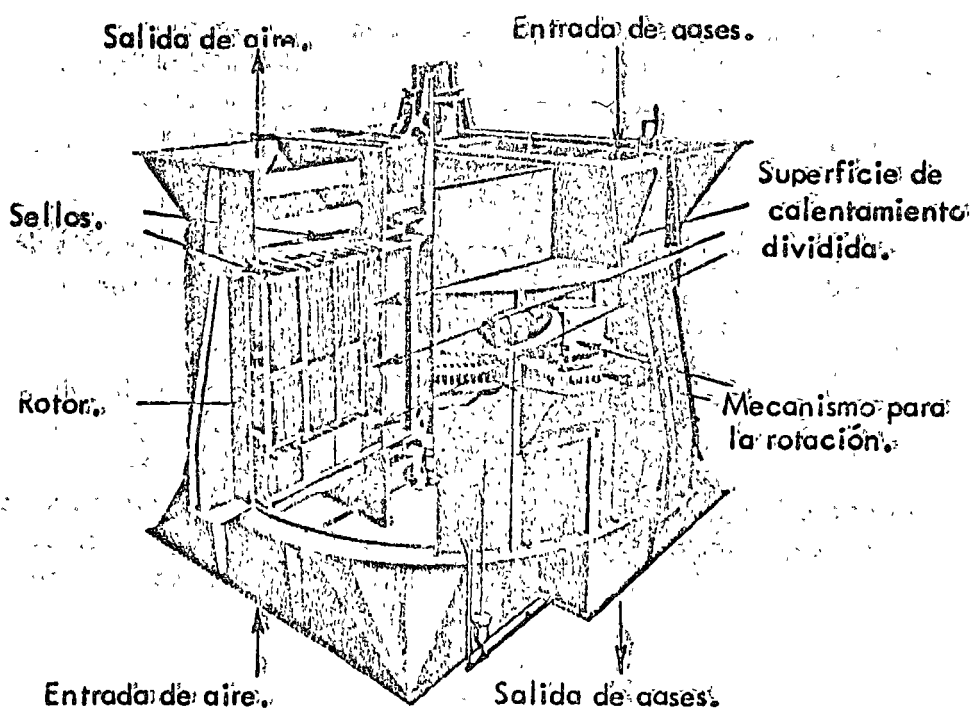


Fig. No. 4.- Precalentador de aire tipo rotatorio.

Otros métodos atacan el problema desde el punto de vista químico basándose en la habilidad de algunas sustancias químicas, que agregadas al combustible como tratamiento o introducidas directamente al hogar, para reducir la adherencia de los depósitos a las superficies de la caldera, alteran su estructura física y química.

No obstante que algo se ha logrado con ambos métodos, aún no se ha encontrado una fórmula completamente satisfactoria, posiblemente por los numerosos factores que influyen en la formación de depósitos.

Recientemente, en Alemania se ha estado ensayando con éxito la reducción del exceso de aire para la combustión, habiendo tenido necesidad de modificar los sistemas convencionales de atomización de combustible sin lo cual no puede disminuirse suficientemente el exceso de aire (hasta alrededor de 1 al 2%).

Una de las armas más útiles para el desarrollo de tratamientos de combustible para evitar depósitos en el lado de gases calientes de las calderas, es el conocimiento de la composición química de estos depósitos.

Además del análisis químico de estos depósitos, su correlación química y su localización en la caldera son importantes.

Estos depósitos pueden ordenarse de acuerdo con el punto en donde se localizan en: depósitos de superficies radiantes, de sobrecalentadores, de superficies que reciben calor por convección, de economizadores y de precalentadores.

#### 1.4.2. LAS IMPUREZAS DE LOS COMBUSTIBLES RESIDUALES.

Cuando el combustible llega al consumidor contiene, además de las impurezas originales del petróleo crudo, cantidades variables de contaminantes.

Las fuentes usuales de la ceniza y del azufre en los combustibles son:

- 1.- Compuestos solubles en aceite contenidos en el crudo.
- 2.- Compuestos solubles en el agua que contaminan al crudo.
- 3.- Productos de corrosión que resultan del ataque de los compuestos ácidos del crudo sobre las superficies metálicas de los tanques y tuberías.

4. - Contaminantes, tales como: agua salada, incrustaciones y catalizadores de la refinería.

En la tabla siguiente se da una relación de las formas en que se cree se encuentran en el petróleo crudo los elementos más comunes que forman las cenizas:

Elemento	Solubilidad en el Petróleo	Probable composición Química
Aluminio	Insoluble	Silicatos de aluminio complejos en suspensión.
Calcio	Insoluble	Sales de calcio en suspensión o disueltas en el agua emulsificada.
Hierro	Soluble	Posiblemente complejos de porfirina.
Magnesio	Insoluble	Sales de magnesio disueltas en el agua emulsificada o en suspensión en estado micro-cristalino.
Níquel	Soluble	Probablemente complejos de porfirina.
Silicio	Insoluble	Silicatos complejos y arena en suspensión.
Sodio	Insoluble	En su mayor parte como cloruro de sodio en el agua emulsificada o en suspensión en estado micro-cristalino.
Vanadio	Soluble	Probablemente complejos de porfirina.

Las concentraciones de las impurezas, expresadas como partes por millon del óxido del elemento presente en los aceites combustibles residuales, se encuentran entre los límites siguientes:

Na <sub>2</sub> O	-----	2 á 320
V <sub>2</sub> O <sub>5</sub>	-----	2 á 550
Ca O	-----	0 á 250
Mg O	-----	0 á 30
Fe <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	-----	2 á 350
Si O <sub>2</sub>	-----	0 á 275
Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	-----	0 á 50
P <sub>2</sub> O <sub>5</sub>	-----	0 á 15
Sulfatos como SO <sub>3</sub>	-----	0 á 450
Azufre	-----	0.5 á 3.0 %

### 1.4.3. CARACTERISTICAS TERMICAS DE LAS AREAS DE DEPOSITO.

La temperatura es el factor que por sí solo afecta más la formación de depósitos. Este factor es el que determina la clase de depósitos y el lugar en donde se forman. Es conveniente tener un conocimiento completo de las diferentes temperaturas en una caldera para interpretar la formación y la composición de depósitos en el hogar y en el lado de gases.

La figura representa las zonas típicas de temperatura en una caldera, en donde se localizan los diferentes tipos de depósitos.

Comenzando por el área de mayor temperatura de la caldera, la sección radiante R, puede definirse como todas las áreas que están expuestas a la radiación directa de la flama. Las superficies expuestas de la sección radiante pueden ser en su mayor parte metal de los tubos (típico de las calderas modernas de alta presión y alta capacidad) o pueden tener una proporción relativamente grande de material refractario (típico de calderas más antiguas). Las diferencias de temperaturas en el área de radiación son muy grandes. Las temperaturas de la flama o de los gases pueden llegar hasta los 1650°C (3000°F) mientras que las temperaturas de los tubos en las áreas protegidas se encuentran cerca de la temperatura de saturación del vapor, normalmente entre los 232°C (450°F) y los 343°C (650°F) para las calderas que tienen este tipo de problemas.

- R.—Radiante
- S.—Sobrecalentador
- C.—Convección
- E.—Economizador
- A.—Calentador de aire

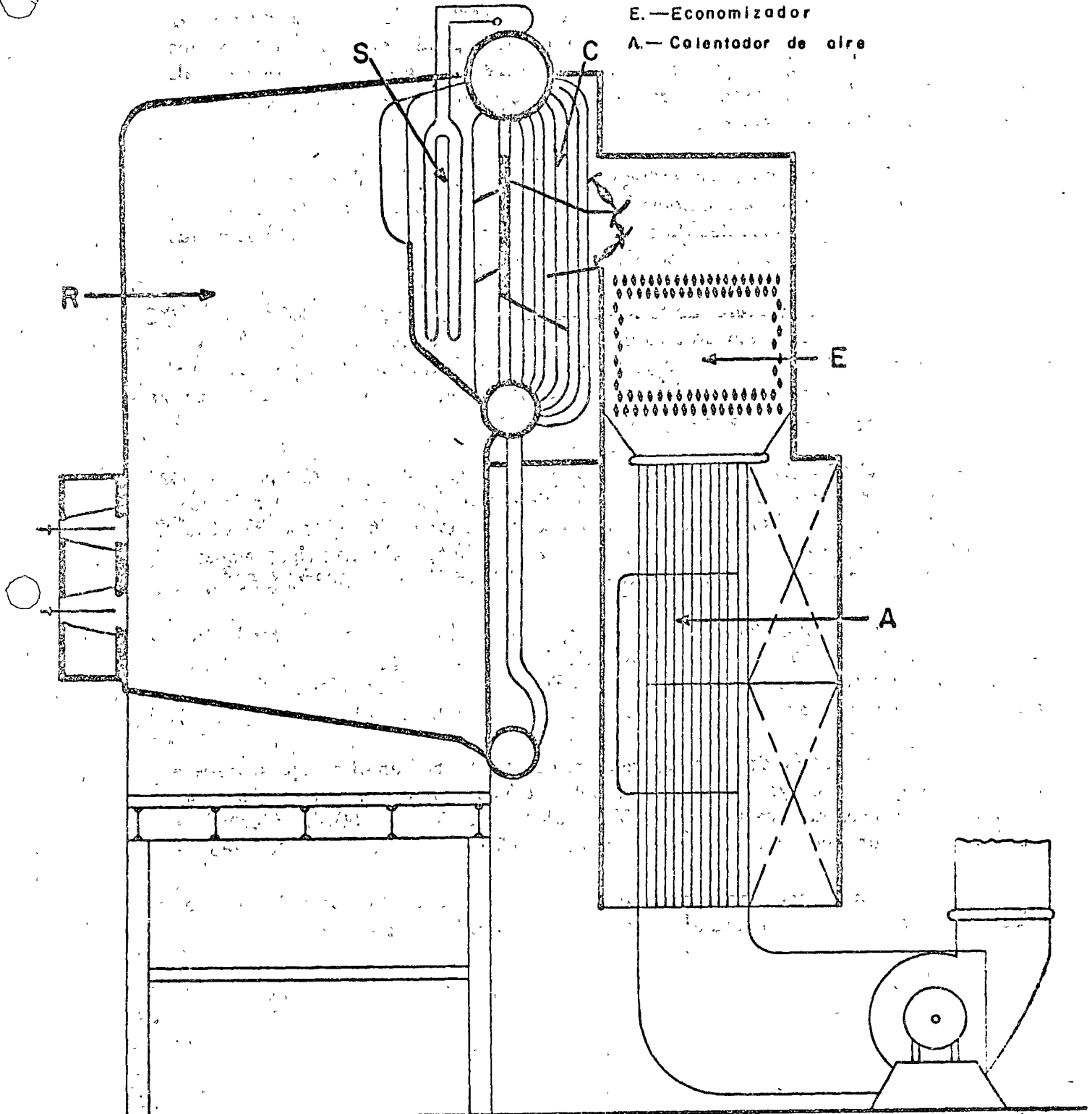


Figura.5.— Areas de depósitos en el lado de fuego de una caldera

Cuando se forma escoria en los tubos generadores de vapor se pueden encontrar diferencias de temperaturas del orden de  $816^{\circ}\text{C}$  ( $1500^{\circ}\text{F}$ ) en un depósito de 2.5 cm. de espesor. La temperatura de metal del tubo puede ser de alrededor de los  $260^{\circ}\text{C}$  ( $500^{\circ}\text{F}$ ) mientras que la superficie exterior de la escoria puede estar cerca de los  $1093^{\circ}\text{C}$  ( $2000^{\circ}\text{F}$ ). La escoria adherida a la superficie del refractario, está sujeta a menos diferencias de temperatura.

La sección de sobrecalentamiento S, incluye los sobrecalentadores primarios y secundarios y los recalentadores. Las diferencias de temperatura en esta sección son un poco menores debido a que los gases están más fríos y las temperaturas del metal son más altas que en la sección de radiación.

Las temperaturas de los gases son del orden de  $538^{\circ}\text{C}$  ( $1000^{\circ}\text{F}$ ) a  $1093^{\circ}\text{C}$  ( $2000^{\circ}\text{F}$ ), mientras que la temperatura del metal de los tubos es del orden de  $316^{\circ}\text{C}$  ( $600^{\circ}\text{F}$ ) a  $650^{\circ}\text{C}$  ( $1200^{\circ}\text{F}$ ). Unas cuantas partes de metal tales como soportes pueden operar a temperaturas mayores. Prácticamente todo el metal expuesto en esta sección es de aleación resistente a las temperaturas elevadas.

El área de convección C, incluye todos los tubos generadores de vapor y los tubos de circulación expuestos a los gases de combustión pero no a la radiación directa del hogar. Las temperaturas de los gases son menores,  $260^{\circ}\text{C}$  ( $500^{\circ}\text{F}$ ) a  $816^{\circ}\text{C}$  ( $1500^{\circ}\text{F}$ ) y las temperaturas del metal de los tubos están a temperaturas ligeramente superiores a la temperatura de saturación entre  $232^{\circ}\text{C}$  ( $450^{\circ}\text{F}$ ) y los  $343^{\circ}\text{C}$  ( $650^{\circ}\text{F}$ ).

La sección del economizador E, incluye el equipo de calentamiento de agua de alimentación mediante la corriente de gases calientes. Las temperaturas del gas son del orden de  $149^{\circ}\text{C}$  ( $300^{\circ}\text{F}$ ) a los  $427^{\circ}\text{C}$  ( $800^{\circ}\text{F}$ ) con las temperaturas del metal abajo de la temperatura de saturación entre  $93^{\circ}\text{C}$  ( $200^{\circ}\text{F}$ ) y los  $316^{\circ}\text{C}$  ( $600^{\circ}\text{F}$ ).

La sección de precalentamiento de aire A, que en el dibujo aparece del diseño tubular, incluye tanto el tipo tubular como el tipo regenerativo. Las temperaturas del gas son del orden de los  $149^{\circ}\text{C}$  ( $300^{\circ}\text{F}$ ) y los  $316^{\circ}\text{C}$  ( $600^{\circ}\text{F}$ ), mientras que las temperaturas del metal son del orden de los  $93^{\circ}\text{C}$  ( $200^{\circ}\text{F}$ ) a los  $260^{\circ}\text{C}$  ( $500^{\circ}\text{F}$ ).

Puede verse, de esta manera, que existe una amplia gama de temperaturas tanto para el gas como para el metal en las cinco diferentes secciones.

*a continuación  
Capítulo de Tratamiento  
de Combustibles.*

## 2. TRATAMIENTO DE AGUA.

### 2.1. - AGUA Y SU COMPOSICION.

El agua como se encuentra en la naturaleza, no es totalmente pura, si así fuera no serían necesarios los análisis de agua ni los tratamientos para acondicionarla a los usos a que se destina. Cualquiera que sea su origen, el agua siempre contiene impurezas en solución o en suspensión. La determinación de estas impurezas constituye el análisis químico de las aguas y el control de ellas, constituye el tratamiento de aguas.

El agua pura es inodora, incolora y sin sabor. Es un compuesto químico expresado por la fórmula  $H_2O$  y está formada por 2 volúmenes de Hidrógeno y 1 volumen de Oxígeno combinados químicamente. Sin embargo, debido a que es un solvente casi universal, prácticamente todas las sustancias son solubles en agua en cierto grado.

### 2.2. FUENTES DE ABASTECIMIENTO.

Las fuentes de agua se pueden clasificar en:

- 1.- Aguas de Mar.
- 2.- Aguas de Lluvia.
- 3.- Aguas Superficiales (de ríos, lagunas, lagos y depósitos improvisados).
- 4.- Aguas Subterráneas (de manantiales, pozos poco profundos, y pozos profundos).

La principal fuente de agua sobre la tierra son los océanos, a donde todas las aguas regresan finalmente. El ciclo del agua es similar a la de un aparato de destilación. El agua se evapora de la superficie de la tierra por la acción del calor solar, formando las nubes. Estas nubes en contacto con corrientes de aire frío, se condensan precipitándose en forma de lluvia o de nieve.

El agua de lluvia en el momento en que se forma es químicamente pura, pero a medida que pasa por la atmósfera, va disolviendo Oxígeno, Nitrógeno y Gas Carbónico, que son los gases que componen el aire. La cantidad disuelta de estos gases está en proporción con la presión parcial de ellos en la at

mósfera. A su paso también encuentra materias que están en suspensión o disueltas en la atmósfera, tales como polvo, humo, gases, bacterias y esporas de microorganismos.

El agua de lluvia al pasar por la atmósfera y al penetrar a través de las capas superiores del suelo, absorbe gas carbónico, con el cual forma ácido carbónico. Este compuesto incrementa el poder solvente del agua, de tal modo que disuelve cierta cantidad de productos minerales de la tierra o de las rocas con las que entra en contacto.

De esta agua, aproximadamente  $1/3$  regresa al océano por medio de corrientes superficiales y  $2/3$  se evapora o se va al seno de la tierra para aparecer en lagunas y pozos, o llega finalmente al océano por medio de corrientes subterráneas.

El agua que se obtiene de corrientes superficiales, puede estar turbia por la presencia de arcillas y barro. Los terrenos agrícolas contribuyen a la inclusión de la materia orgánica. Está expuesta a contaminación por desechos animales y humanos, aguas negras de ciudades, aguas industriales de desecho y en las inundaciones, los pantanos pueden descargar sus aguas a las corrientes de agua superficiales acarreando materia vegetal y en descomposición, color y microorganismos.

Las aguas superficiales obtenidas de lagunas, lagos y depósitos encerrados son similares a las aguas de ríos; sin embargo, dentro de estas masas de agua tiene lugar una auto-purificación y la calidad del agua puede cambiar considerablemente.

Las aguas subterráneas obtenidas de pozos poco profundos, pueden ser duras o suaves dependiendo de las características minerales de las áreas circundantes. Con la filtración natural a través de la arena se elimina la turbiedad y gran parte de la materia orgánica.

Las aguas de los pozos profundos son claras e incoloras debido, como ya se dijo a la filtración que tiene lugar a través de las capas de arena.

Las aguas de lagunas son similares en sus características al agua obtenida de los pozos que están en las áreas circunvecinas, sin embargo, las aguas de las lagunas y ríos están más expuestas a afectarse por contaminación natural.



### 2.3. IMPUREZAS. -

Las impurezas que pueden estar presentes en el agua, como ya se describió, pueden dividirse en sólidos en suspensión, sólidos disueltos y gases -- disueltos.

Los sólidos en suspensión son los que no se disuelven en el agua y pueden ser eliminados por medio de filtración, por ejemplo: arena, arcilla, etc.

Los sólidos disueltos como su nombre indica, son compuestos que se encuentran disueltos en el agua y que no pueden separarse por filtración. -- Ejemplo: La presencia de dureza o de cloruros en el agua.

Los gases pueden estar disueltos en el agua y se pueden eliminar por ebullición de ésta.

Todas estas impurezas del agua natural ó cruda son causa de dificultades, de más o menos importancia, por lo que se hace necesario determinar su concentración para posteriormente eliminarlas mediante un tratamiento adecuado.

A continuación se enlistan las impurezas más comunes en las aguas -- crudas y se mencionan los problemas a que dan origen.

1.- **TURBIEDAD.** - Le imparte apariencia desagradable al agua. Forma depósitos en las líneas, equipos de proceso, calderas, etc. Es causa de interferencias en la mayoría de los procesos.

2.- **COLOR.** - Puede causar espuma en las calderas. Estorba a los métodos de precipitación de otros compuestos.

3.- **DUREZA.** - Constituida por las sales de calcio y magnesio, es la causa principal de las incrustaciones en equipos de intercambio de calor, calderas, líneas de alimentación, etc.

4.- **ALCALINIDAD.** - Formada por los bicarbonatos, carbonatos e hidróxidos, contribuye a la formación de espuma en agua de calderas y a los arrastres de sólidos con el vapor. Causa la fragilización del metal. Los bicarbonatos y carbonatos producen gas carbónico ( $\text{CO}_2$ ) que es una fuente de corrosión.

5.- **ACIDEZ MINERAL.** - Producida por los ácidos sulfúrico, clorhídrico y nítrico, es causa de corrosión.

- 6.- GAS CARBONICO ( $\text{CO}_2$ ). - Es causa de corrosión en líneas de vapor, y de condensado.
- 7.- SULFATOS. - Incrementan el contenido de sólidos disueltos del agua. Combinado con el calcio forma incrustación de sulfato de calcio.
- 8.- CLORUROS. - Incrementan el contenido de sólidos disueltos del agua y aumenta su carácter corrosivo.
- 9.- NITRATOS. - Incrementan los sólidos disueltos; pero no es de mucha significación.
- 10.- SILICE. - Produce incrustaciones en calderas y sistemas de enfriamiento. - Produce depósitos en los álabes de las turbinas, por vaporización junto con el vapor de agua.
- 11.- FIERRO. - Causa depósitos en líneas de agua y en calderas. Ataca las resinas de intercambio iónico.
- 12.- MANGANESO. - Causa depósitos en líneas de agua y en calderas. Ataca las resinas de intercambio iónico.
- 13.- ACEITE. - Produce incrustaciones, lodos y espumas en calderas. Impide el intercambio de calor actuando como aislante.
- 14.- OXIGENO. - Causa corrosión del metal en calderas, calentadores, líneas de condensado, etc.
- 15.- ACIDO SULFHIDRICO. - Produce olor fétido al agua. Causa corrosión.
- 16.- AMONIACO. - Causa corrosión de las aleaciones de cobre y zinc por formación de complejos solubles.
- 17.- SOLIDOS DISUELTOS. - Es la medida de la cantidad total de materia disuelta. Una alta concentración de sólidos disueltos es perjudicial debido a que produce espuma en agua de calderas, favoreciendo los arrastres.
- 18.- SOLIDOS EN SUSPENSION. - Es la medida de la cantidad total de materia insoluble. Causa obturación de las líneas de agua, depósitos en calderas y equipos de intercambio de calor.
- 19.- MATERIA ORGANICA. - Produce corrosión, depósitos y espuma en calderas. - Contamina las resinas de intercambio iónico.

## 2.4. DETERMINACIONES QUE DEBEN EFECTUARSE EN AGUAS CRUDAS.

De acuerdo con las impurezas contenidas en un agua cruda, es necesario valorar su contenido mediante el análisis químico. Sus principales constituyentes son las materias minerales disueltas, las cuales se clasifican en elementos con carga eléctrica positiva llamados Cationes y elementos con carga eléctrica negativa denominados Aniones.

**CATIONES.** - Los cationes que comunmente se encuentran en el agua son el Calcio, Magnesio y el Sodio, los cuales están combinados formando sales con los aniones. Otros cationes que pueden existir en el agua en menor proporción, son el fierro y el manganeso.

**ANIONES.** - Los aniones comunmente presentes son los bicarbonatos, carbonatos, cloruros, sulfatos, nitratos y en aguas contaminadas los nitritos.

La sílice es también otro anión que se encuentra siempre en las aguas en forma de silicatos solubles y en ocasiones en estado coloidal.

**GASES.** - Los gases que encuentran en el agua cruda son el bióxido de carbono, el oxígeno y el nitrógeno. En algunas ocasiones contiene gas sulfhídrico y metano.

### 2.4.1. CONCENTRACIONES.

En el análisis de un agua es necesario determinar la presencia de estas sustancias las que se encuentran en cantidades extremadamente pequeñas. Es por esta razón que el resultado de un análisis de agua se expresa en partes por millón (p.p.m.) en vez de expresarlo en porcentaje.

Una parte por millón significa una parte de la sustancia en un millón de partes de agua, independientemente de la unidad de peso empleada, por ejemplo: 1 gramo en 1 millón de gramos, 1 libra en un millón de libras, etc. Considerando que la densidad del agua es igual a 1 se puede expresar una parte por millón como: un miligramo por litro ó como un gramo por metro cúbico.

Debido a que se determinan diversos constituyentes en un análisis de agua, varios de éstos se reportan en una unidad común de peso, es decir referido a la unidad de peso de otra sustancia que es el carbonato de calcio de fórmula química  $\text{CaCO}_3$ . Cuando los constituyentes se reportan a esta manera se pueden sumar o restar directamente, sin necesidad de hacer conversiones a las equivalencias. La tendencia actual es sin embargo, expresar los resultados de un

análisis en Equivalentes por Millón (e.p.m.) que se obtienen dividiendo su concentración expresada en p.p.m. entre su peso equivalente (peso molecular entre su valencia) o si está expresada su concentración en p.p.m. de  $\text{CaCO}_3$ , dividiendo ésta entre 50 que es el peso equivalente del  $\text{CaCO}_3$ .

#### 2.4.2. DETERMINACIONES.

Para llevar a cabo un análisis de agua cruda es necesario efectuar las siguientes determinaciones.

1. - Dureza Total. - Con esta determinación se obtiene el contenido total de Calcio y Magnesio, reportado en partes por millón de Carbonato de Calcio (p.p.m. de  $\text{CaCO}_3$ ).

2. - Dureza de Calcio. - Se obtiene exclusivamente el contenido de Calcio expresándolo en p.p.m. de  $\text{CaCO}_3$ . La diferencia de la Dureza Total menos la Dureza del Calcio nos da el contenido de Magnesio como  $\text{CaCO}_3$  en p.p.m.

3. - Alcalinidades. - Mediante esta determinación se obtiene el valor de los aniones alcalinos (bicarbonatos y carbonatos), mediante la neutralización total con una solución valorada de ácido (sulfúrico o clorhídrico) aprovechando la propiedad de 2 sustancias indicadoras denominadas Fenolftaleína y Anaranjado de Metilo, de cambiar el color al pasar de un medio alcalino a un medio ácido o viceversa.

Por esta razón estas determinaciones se llaman Alcalinidad a la Fenolftaleína y Alcalinidad al Anaranjado de Metilo.

4. - Cloruros. - Los aniones que se determinan normalmente en un agua cruda además de los bicarbonatos y carbonatos son los cloruros, los cuales se encuentran combinados en forma de cloruro de sodio, o en forma de cloruros de calcio y magnesio constituyendo en estos últimos casos, junto con los sulfatos, de calcio y de magnesio, la dureza permanente del agua o dureza de no carbonatos.

5. - Sulfatos. - Este anión se encuentra combinado en la misma forma que los cloruros.

6. - Nitratos. - Es un anión que se encuentra generalmente en muy baja concentración en el agua (0 a 5 p.p.m. aproximadamente), y como prácticamente no produce ningún efecto perjudicial, rutinariamente no se determina más que para fines especiales de cálculo.

7. - Sílice. - Esta determinación es muy importante en vista de que este compuesto produce incrustaciones muy duras y adherentes al metal, por efectos de calentamientos.

8. - Gas Carbónico. - El gas carbónico disuelto en el agua también se determina en un análisis rutinario de agua.

9. - Sólidos Totales. - Los sólidos totales del agua se determinan por evaporación. Si previamente se filtra el agua se obtienen únicamente los sólidos disueltos.

10. - Conductividad. - Se hace uso de la propiedad de las sustancias disueltas de conducir la corriente eléctrica para medir su conductividad y relacionarla posteriormente a la cantidad de sólidos disueltos.

11. - pH. - Es una determinación muy importante para precisar el grado de acidez o alcalinidad de un agua. Se expresa en unidades del 0 al 14. Un pH de 7, corresponde a un agua neutra, valores menores de 7 denotan acidez y arriba de 7, indican alcalinidad.

Por definición el pH es el logaritmo negativo de la concentración de iones Hidrógeno en el agua. El producto de la concentración de iones Hidrógeno ( $H^+$ ) y Oxhidrilos ( $OH^-$ ) como se disocia el agua, es  $1 \times 10^{-14}$ . Cuando la concentración de iones Hidrógeno cambia, también cambia la concentración de iones  $OH^-$  en proporción y en dirección opuesta, de tal manera que el producto de las dos concentraciones siempre es  $1 \times 10^{-14}$ . El valor del pH es el exponente de la concentración de iones Hidrógeno sin el signo negativo.

Un pH de 6 (ácido) es 10 veces más ácido que el pH 7 (neutro), y la concentración de iones  $H^+$  es de 0.000001 grs. de  $H^+$  por litro, igual a  $1 \times 10^{-6}$ .

Ciertas sales hacen cambiar estas concentraciones, de allí que algunas tengan carácter ácido y otras alcalino.

La expresión de los resultados en un análisis de agua cruda se expone en el ejemplo siguiente. Corresponde al agua de un pozo de la Ciudad de Monterrey.

Turbidez - 0.5 p.p.m.

Sedimento - 0.0 p.p.m.

CATIONES

Calcio -----	249	p.p.m.
Magnesió -----	79	"
Sodio (calculado) -	58	"
Totales -----	377.6	"

EXPRESADO COMO

CaCO<sub>3</sub>

"

"

"

ANIONES

Bicarbonatos -----	234	"
Carbonatos -----	0	"
Sulfatos -----	92	"
Cloruros -----	34	"
Nitratos -----	0	"
Totales -----	377.6	"

"

"

SO<sub>4</sub>

Cl

NO<sub>3</sub>

CaCO<sub>3</sub>

DETERMINACIONES

Dureza Total -----	319	
Dureza de No Carbonatos -----	85	"
Dureza de Carbonatos -----	234	"
Alcalinidad a la Fenolftaleína -	0	"
Alcalinidad al Anaranjado de		
Metilo -----	234	"
Sílice -----	12.5	"
Sólidos Disueltos (calculados) -	398.4	"
Conductividad Específica -----	643.0	Micromhos
pH -----	7.4	

SiO<sub>2</sub>  
CaCO<sub>3</sub>

2.5. OBJETO DEL TRATAMIENTO DE AGUA.-

Al hablar de las impurezas del agua se ha visto que éstas son causa de problemas en los equipos de evaporación, calentamiento, enfriamiento, etc., ocasionando incrustaciones ó corrosiones, que a su vez originan pérdidas de eficiencia y fallas de los equipos con los consiguientes paros costosos al tener que efectuar, cambios de piezas, limpiezas o reparaciones y en algunos casos las consecuencias pueden ser fatales para el personal que opera los equipos.

Es por ésto que se hace necesaria la eliminación de estas impurezas mediante un método adecuado y económico que es lo que constituye el tratamiento del agua.

## 2.6. TIPOS DE TRATAMIENTO Y CALIDAD DE LOS EFLUENTES.

Los tipos de tratamiento de agua aplicables a las aguas empleadas en una planta termoeléctrica que básicamente son usadas para el enfriamiento de condensadores, para la alimentación de calderas en las plantas de vapor y para el enfriamiento de máquinas en las plantas Diesel, pueden dividirse como sigue:

**2.6.1. TRATAMIENTO EXTERNO.** - Llamado así porque todas las reacciones químicas ó los equipos de tratamiento, acondicionan el agua antes de ser alimentada a una caldera. Este tratamiento externo es aplicable también al agua de enfriamiento de condensadores y máquinas Diesel.

**2.6.2. TRATAMIENTO INTERNO.** - Consiste en adicionar al interior de las calderas algunos compuestos químicos para evitar la agresividad de los componentes que no se eliminaron en el tratamiento externo o los que se formaron debido a las altas temperaturas en el interior de la caldera. Se puede considerar también como tratamiento interno los compuestos químicos que se adicionan para acondicionar el agua de enfriamiento del circuito cerrado de las máquinas Diesel.

**2.6.1.- TRATAMIENTO EXTERNO.** - Los equipos empleados para el tratamiento externo se pueden clasificar de acuerdo con las reacciones que tienen lugar en ellos, en los siguientes sistemas:

### **2.6.1.1. DE PRECIPITACION.**

**2.6.1.1.1. Equipos de tratamiento con Cal - Coagulante en frío.**

**2.6.1.1.2. Equipos de tratamiento de Cal - Carbonato en caliente.**

### **2.6.1.2. DE INTERCAMBIO DE IONES**

**2.6.1.2.1. Suavizadores de Zeolitas.**

**2.6.1.2.2. Desalcalinizadores.**

**2.6.1.2.3. Desmineralizadores.**

### 2.6.1.3. POR NEUTRALIZACION

#### 2.6.1.3.1. Dosificadores de Acido Sulfúrico a aguas de enfriamiento.

A continuación se describen los distintos equipos de tratamiento mencionados, y la calidad de agua que producen.

#### 2.6.1.1.1. EQUIPOS DE CAL-COAGULANTE EN FRIO.

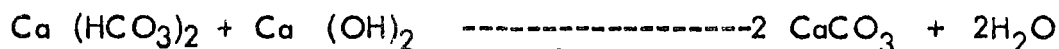
Con estos equipos se consigue eliminar la turbidez, el color y las materias en suspensión del agua, por lo que también se les denomina floculadores y clarificadores.

La concentración de sales solubles de Calcio y Magnesio que constituyen la dureza, se logra reducir, convirtiéndolas del estado soluble a un producto insoluble, formando un precipitado, que se separa por asentamiento.

Las sales de Calcio y Magnesio pueden estar en 2 formas: como sales derivadas del ácido carbónico, (Bicarbonatos de Calcio y Magnesio) constituyendo la "Dureza de Carbonatos", y como sales derivadas de ácidos minerales (sulfatos, cloruros y nitratos de Calcio y Magnesio) formando la "Dureza de No Carbonatos".

Mediante la reacción con Cal (Hidróxido de Calcio) se elimina la dureza de carbonatos formándose precipitados de Carbonato de Calcio ( $\text{CaCO}_3$ ) y de Hidróxido de Magnesio ( $\text{Mg}(\text{OH})_2$ ). Se eliminan además los bicarbonatos.

Las reacciones que se producen son las siguientes:



La dureza de no-carbonatos se reduce o elimina mediante la adición de Carbonato de Sodio, formando un precipitado de Carbonato de Calcio y de Hidróxido de Magnesio, de acuerdo con las siguientes reacciones.





Cuando el agua tiene elevada alcalinidad combinada en forma de sales de sodio, puede reducirse mediante la adición de Yeso (Sulfato de Calcio). Reacciones:



Para ayudar al asentamiento de los precipitados, se emplea una sustancia llamada coagulante que reacciona con la alcalinidad existente formando un hidróxido en forma de grumos que atrapa los precipitados, la materia que causa la turbidez y el color, con lo que va aumentando de tamaño y de peso, y se asienta en corto tiempo.

Las sustancias químicas empleadas como coagulantes son: el Sulfato de Aluminio, el Aluminato de Sodio, el Sulfato Ferroso, el Sulfato Férrico y el Cloruro Férrico.

Con el tratamiento del agua en estos equipos se pueden lograr los siguientes objetivos:

Reducción de la dureza de calcio hasta 35 p.p.m. como  $\text{CaCO}_3$ .

Reducción de la dureza de magnesio hasta cualquier valor deseado.

Reducción de la alcalinidad total hasta 35 p.p.m. como  $\text{CaCO}_3$ .

Reducción de los sólidos totales disueltos en proporción igual a la reducción de la alcalinidad y de la dureza de carbonatos.

Eliminación total del Bióxido de Carbono.

#### 2.6.1.1.2. EQUIPOS DE CAL-CARBONATO EN CALIENTE.

Estos equipos operan con las mismas sustancias precipitadoras empleadas en el Equipo de Cal en Frío, es decir, la Cal, el Carbonato de Sodio y el Yeso.

Las reacciones tienen lugar a una temperatura próxima a la de ebullición del agua con lo que se reduce aún más la dureza en vista de que el Carbonato de Calcio tiene menor solubilidad a mayor temperatura.

Puede emplearse como Coagulante el Oxido de Magnesio ( $\text{MgO}$ ) que además reduce la sílice hasta valores tan bajos como 1 p.p.m., por la formación de un silicato de magnesio insoluble.

El agua que se obtiene en estos equipos es semejante a la obtenida con los equipos en frío con excepción de que también se reduce la sílice y que la dureza de Calcio puede bajar hasta unas 17 p.p.m.

## 2.6.1.2. TRATAMIENTO POR INTERCAMBIO IONICO.

### 2.6.1.2.1. SUAVIZADORES DE ZEOLITA

Este sistema consiste en la eliminación de la dureza total mediante un intercambio de iones, aprovechando la propiedad de ciertos materiales naturales o sintéticos de ceder iones Sodio al contacto con soluciones acuosas que contengan iones Calcio o Magnesio, reteniéndolos y sacándolos de solución. Los materiales naturales se conocen con el nombre genérico de "zeolitas" y por extensión a los materiales sintéticos se les da el nombre de "zeolitas sintéticas", aunque su denominación correcta es la de "resinas intercambiadoras de iones". Cuando estos materiales no tienen más iones para intercambiar, es decir, cuando su capacidad se agota, se pone en contacto el material con soluciones concentradas de cloruro de sodio, con lo cual los iones sodio se fijan y se liberan los iones de Calcio y de Magnesio los que se eliminan con el agua de enjuagado que se tira al drenaje. La dureza del agua se puede reducir en esta forma hasta 2 a 4 p.p.m. El contenido de sodio se aumenta en una cantidad equivalente a la dureza eliminada. Se intercambian también todos los cationes divalentes o trivalentes que pudieran estar presentes.

### 2.6.1.2.2. DESALCALINIZADORES.

La desalcalinización es otro proceso de Tratamiento por intercambio de iones.

El agua que pasa por una zeolita que intercambia la dureza por sodio, zeolita que se puede llamar resina catiónica, por intercambiar iones con carga eléctrica positiva o cationes, es pasada posteriormente por una resina aniónica, que intercambia iones con carga eléctrica negativa o aniones. El ión que cede esta resina es el Cloruro ( $Cl^-$ ) tomando los aniones alcalinos de ácidos débiles (bicarbonatos, carbonatos ó hidróxidos). La regeneración para restablecer la capacidad de la resina se efectúa también con una solución de Cloruro de Sodio (sal común).

Ambas resinas la catiónica y la aniónica, pueden estar contenidas dentro de un mismo tanque o unidad de intercambio, ya que se emplea la misma solución regeneradora.

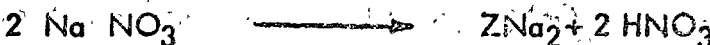
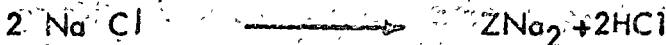
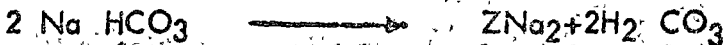
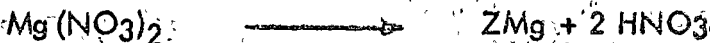
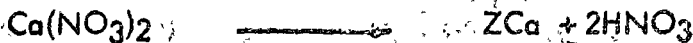
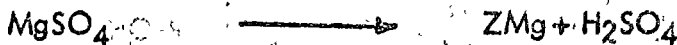
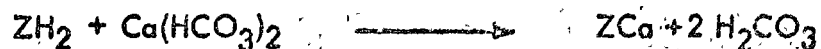
En el agua efluente de este tratamiento se han transformado todos los aniones de los ácidos débiles y una parte de los aniones de los ácidos fuertes, como nitratos y sulfatos a cloruros y todos sus cationes a sodio.

La cantidad de sólidos disueltos no cambia.

2.6.1.2.3. DESMINERALIZADORES.- En la desmineralización ó des-ionización como su nombre lo indica, se eliminan todas las sustancias minerales disueltas en el agua mediante el intercambio iónico.

La unidad Catiónica regenerada con un ácido que puede ser Sulfúrico ( $H_2SO_4$ ) o Clorhídrico ( $HCl$ ) tiene iones Hidrógeno ( $H^+$ ) disponibles para intercambiarlos por los Cationes Calcio, Magnesio y Sodio del agua formándose los respectivos ácidos de los aniones presentes, éstos son el ácido Clorhídrico, Sulfúrico, Nítrico y Carbónico.

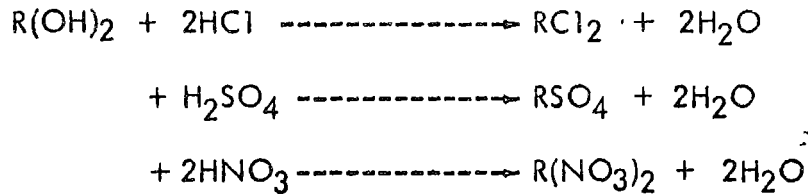
Reacciones:



El ácido carbónico que se descompone en agua ( $H_2O$ ) y gas carbónico ( $CO_2$ ) se elimina por aereación en una torre descarbonatadora o desgasificando el agua al vacío.

Los ácidos restantes constituyen la Acidez Mineral Libre, los cuales se retienen al pasar por la unidad aniónica. Esta unidad aniónica se regenera con una solución de Hidróxido de Sodio llamada comunmente Sosa Caústica - (NaOH).

Las reacciones que se producen son las siguientes:

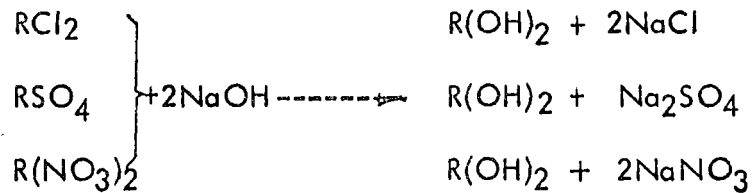


Las reacciones que se producen durante la regeneración son las siguientes:

Resina Catiónica.



Resina Aniónica.

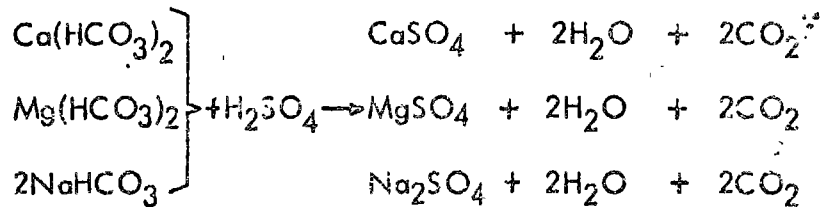


Las resinas aniónicas pueden eliminar también la sílice que quedó en forma de ácido silícico al pasar el agua por la unidad catiónica. A estas resinas se les denomina Fuertemente Básicas. También eliminan el CO<sub>2</sub>.

Las resinas aniónicas que no son aptas para eliminar la sílice (SiO<sub>2</sub>) ni el Gas Carbónico (CO<sub>2</sub>) se llaman Resinas Aniónicas débilmente básicas. Estas resinas pueden regenerarse también con carbonato de sodio.

### 2.6.1.3. TRATAMIENTOS POR NEUTRALIZACION.

2.6.1.3.1. DOSIFICADORES DE ACIDO SULFURICO. - Mediante la adición de ácido sulfúrico al agua se elimina la alcalinidad de ésta, transformando los bicarbonatos de calcio, magnesio y sodio a los respectivos sulfatos, de acuerdo con las reacciones siguientes:



Esta agua es de calidad adecuada en sistemas de enfriamiento, ya que al eliminarse los bicarbonatos, no hay oportunidad de descomposición por calentamiento de los carbonatos de calcio y magnesio incrustantes.

Los sulfatos de sodio y magnesio son muy solubles y su concentración no constituye un problema.

El sulfato de calcio tiene una solubilidad limitada, por lo que basta mantener la concentración de esta sustancia por debajo de su límite de solubilidad (alrededor de 1200 p.p.m.) para evitar problemas de incrustación.

2.6.2. TRATAMIENTO INTERNO. - El tratamiento interno del agua de las calderas consiste en agregarle determinadas sustancias químicas para impartirle características adecuadas y evitar que ocasione corrosiones o incrustaciones.

Las sustancias que se emplean para prevenir los problemas anteriores son:

2.6.2.1. SULFITO DE SODIO. - Para evitar la corrosión por oxígeno. Se mantiene una concentración de 20 a 40 p.p.m. como  $\text{SO}_3$  en calderas hasta de 42 Kgs./cm.<sup>2</sup> (600 lbs/pulg.<sup>2</sup>). En calderas de mayor presión se mantienen concentraciones de 5 a 10 p.p.m. debido a que se descompone más fácilmente.

2.6.2.2. HIDRAZINA. - Tiene el mismo objeto que el sulfito de sodio. Se recomienda dosificarla a un 100% de exceso de la cantidad teórica necesaria. Se debe mantener un residual de 0.01 p.p.m. a 0.1 p.p.m. de hidrazina en el agua de la caldera, vigilando que el contenido de amoníaco en el condensado o de preferencia en una muestra condensada de vapor saturado, no sea superior a 0.25 p.p.m.

2.6.2.3. FOSFATOS ALCALINOS. - Se mantiene una concentración de 2 a 80 p.p.m. como  $\text{PO}_4$ , dependiendo de la presión de la caldera, y del método de tratamiento que se emplee. El fosfato previene las incrustaciones de  $\text{CaCO}_3$  por formación de un fosfato de calcio que se precipita en forma de lodo.

2.6.2.4.- SUBSTANCIAS ORGANICAS.- Estas son los taninos y las ligninas que se adicionan al interior de calderas de baja presión cuando la formación de lodos es de tomarse en cuenta. Estos compuestos orgánicos hacen fluídos a los lodos, -- evitando que se depositen en las superficies de calentamiento, descargándose fácilmente mediante extracciones a la Caldera.

2.6.2.5. AMINAS.- Se emplean para prevenir corrosiones del  $CO_2$  especialmente en líneas de condensado. Las aminas neutralizantes, como la morfolina, reaccionan con el  $CO_2$  neutralizando su acción ácida y aumentan el pH del agua. Las aminas llamadas fílmicas como la octadecil-amina previenen el ataque corrosivo del  $CO_2$ , y del  $O_2$  por formación de una película protectora sobre las superficies metálicas.

2.6.2.6. ANTIESPUMANTES.- Cuando el agua de la caldera tiene tendencias a la espumación, se acondiciona con un antiespumante de tipo de poliamidas, con lo que se evitan los arrastres de sólidos con el vapor que posteriormente causan -- problemas de incrustación en los elementos de los sobrecalentadores ó en los álabes de las turbinas.

2.6.2.7. CONTROL DE PURGAS.- Mediante purgas o extracciones de fondo y purgas continuas se controla la concentración de sólidos Disueltos, Sólidos en suspensión, y Sílice, los cuales deben mantenerse en ciertos límites para evitar -- arrastres al vapor.

2.6.2.8. ALCALINIDADES Y pH.- La medición de la Alcalinidad y el pH son importantes para evitar corrosiones. El límite de alcalinidades varía en proporción a la presión de operación. El pH se mantiene generalmente entre 10.5 y -- 11.6; aunque puede ser inferior, de acuerdo con el tratamiento.

## 2.7. DESCRIPCION DE LOS EQUIPOS EMPLEADOS EN EL TRATAMIENTO DE AGUA

### 2.7.1. PRECIPITADORES DE CAL EN FRIO.

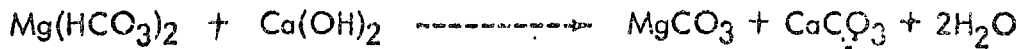
El tratamiento de cal en frío consiste en eliminar a temperatura ambiente la dureza y alcalinidad del agua por precipitación mediante el empleo de Cal -- (Hidróxido de Calcio) y Carbonato de Sodio. También puede emplearse el Yeso -- (Sulfato de calcio).

Además se elimina el Hierro y el Bióxido de Carbono. El color, la turbidez y los Sólidos en suspensión, se eliminan por coagulación.

La alcalinidad de calcio se precipita con cal, formándose el carbonato de Calcio insoluble de acuerdo con la reacción siguiente:



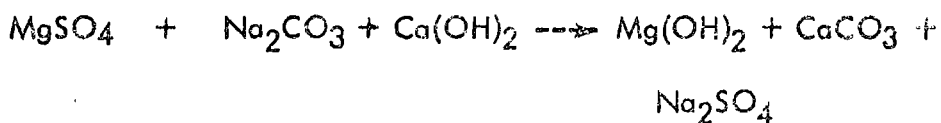
La alcalinidad de Magnesio se precipita con la cal en forma de Hidróxido de Magnesio, formándose primero un carbonato de magnesio que reacciona con otro equivalente de cal para formar el Hidróxido de Magnesio más insoluble.



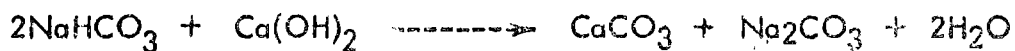
Haciendo una inspección del análisis del agua, la Alcalinidad se calcula primeramente unida al Calcio para formar la alcalinidad de Calcio en forma de Bicarbonato de Calcio o si la alcalinidad es superior al contenido de Calcio, ésta se calcula como Alcalinidad de Magnesio estando en forma de Bicarbonato de Magnesio. Un exceso de alcalinidad superior a la suma del Calcio y del Magnesio, es decir, a la dureza total, se calcula como alcalinidad de Sodio, estando en forma de Bicarbonato de Sodio.

Cuando la Dureza es superior a la Alcalinidad, la diferencia de Dureza menos la alcalinidad constituye la Dureza de No carbonatos. Esta dureza está formada por Cloruros y Sulfatos de Magnesio y Calcio.

La Dureza de No Carbonatos se elimina precipitándola como Carbonato de Calcio y como Hidróxido de Magnesio, mediante el empleo de Carbonato de Sodio (Soda Ash).



Cuando existe alcalinidad de Sodio en el agua cruda, ésta puede eliminarse mediante la adición de Yeso y Cal. La cal reacciona con el bicarbonato de Sodio precipitando Carbonato de Calcio y formándose Carbonato de Sodio, el cual reacciona con el Yeso formando a su vez Carbonato de Calcio.



Se observa que con el empleo del Yeso para eliminar el Bicarbonato de Sodio, no se disminuye el contenido de sólidos del agua, ya que el Bicarbonato de Sodio, se reemplaza por una cantidad equivalente de Sulfato de Sodio. Sin embargo, en la mayoría de los casos el Sulfato de Sodio es menos objetable que el Bicarbonato de Sodio.

Coagulantes. - Las reacciones químicas de precipitación se consideran instantáneas. Este hecho no es evidente en la operación de precipitadores en frío debido a que todos los productos de reacción insolubles no se precipitan inmediatamente en forma que permitan una sedimentación rápida y eficiente. Una porción de los precipitados formados (lodos) se separa completamente por sedimentación, ya que se forman flóculos grandes. El resto de los lodos está en forma de partículas de tamaño más pequeño que no se asientan fácilmente. Algunas de estas partículas están en estado coloidal y son muy difíciles de separar del agua.

Por lo anterior es necesario agrupar estas partículas pequeñas en conglomerados capaces de producir un lodo de las características requeridas. Esto se consigue mediante el empleo de coagulantes.

Los coagulantes son sustancias que reaccionan con la alcalinidad del agua o con la Cal agregada para formar un precipitado, llamado hidróxido que tiene un aspecto gelatinoso. Los hidróxidos formados atrapan las partículas pequeñas de lodos en suspensión y las agrupan formándose un precipitado o flóculo más pesado que se asienta fácilmente.

Los compuestos empleados como coagulantes son las sales de Aluminio y de Hierro: Sulfato de Aluminio, Aluminato de Sodio, Sulfato Ferroso, Sulfato Férrico y Cloruro Férrico. El hidróxido formado es un Hidróxido de Aluminio ( $\text{Al}(\text{OH})_3$ ) o Hidróxido Férrico ( $\text{Fe}(\text{OH})_3$ ). Para favorecer la formación del Hidróxido, es necesario que el pH del agua se encuentre dentro de valores determinados donde se favorece la precipitación. Cuando el pH está fuera de estos límites, el hidróxido se redisuelve o no se forma completamente el flóculo y se obtienen aguas turbias y de difícil clarificación. El pH de operación de los coagulantes es el siguiente:

Sulfato de Aluminio $\text{Al}_2(\text{SO}_4)_3 \cdot 18\text{H}_2\text{O}$	-----	5.5 - 8.0
Aluminato de Sodio ( $\text{NaAlO}_2$ )	-----	4.0 - 7.0
Sulfato Ferroso ( $\text{FeSO}_4 \cdot 7\text{H}_2\text{O}$ )	-----	4.0 - 11.0
Sulfato Férrico ( $\text{Fe}_2(\text{SO}_4)_3$ )	-----	4.0 - 11.0
Cloruro Férrico ( $\text{FeCl}_3$ )	-----	4.0 - 11.0



La cantidad de coagulante requerida para efectuar una buena clarificación del agua varía con la naturaleza y cantidad de sólidos disueltos y en suspensión contenidos en el Agua. Generalmente son suficientes las concentraciones de 20 a 40 p.p.m.

#### 2.7.1.1. EQUIPO

Los equipos precipitadores de Cal en frío se pueden clasificar en 4 tipos:

##### 2.7.1.1.1. INTERMITENTES

##### 2.7.1.1.2. DE SEDIMENTACION CONTINUA

##### 2.7.1.1.3. DE COLCHON DE LODOS

##### 2.7.1.1.4. CATALITICOS.

2.7.1.1.1. TIPO INTERMITENTE.- Los suavizadores de operación intermitente, se operan por el método de llenado y vaciado. El equipo consiste de 2 o más tanques verticales. Un tanque se emplea para suministrar agua tratada en tanto que el otro tanque se limpia, se llena con agua, se trata con los reactivos y se deja sedimentar. En algunos casos solamente se requiere un tanque de precipitación, si la capacidad de almacenamiento de agua tratada es suficiente para efectuar los ciclos de precipitación sin interrupción del suministro de agua tratada. La operación se efectúa de la siguiente manera: Las cantidades calculadas de Cal, Carbonato de Sodio y coagulantes se agregan juntos a un tanque de dosificación donde se hace una suspensión acuosa que se agrega al tanque de precipitación a medida que se va llenando con agua cruda.

El tanque una vez lleno se agita durante 15 minutos a 1 hora; después de este tiempo se suspende la agitación, y se deja el agua en reposo para permitir que se asienten los lodos en el tiempo que sea necesario. El agua clarificada se extrae del tanque por medio de una tubería móvil que lleva adaptado un flotador de manera de ir sacando siempre el agua de la superficie y evitar que se levanten los lodos.

Este tipo de equipo es el más rudimentario y se emplea generalmente en plantas pequeñas. Tiene la ventaja de su bajo costo inicial y es de operación sencilla. Las desventajas son mayores debido a que se requieren varias horas para la sedimentación (de 4 a 8), se requiere una operación manual considerable, mayor espacio de operación y el efluente queda sobre-saturado con carbonato de calcio que puede precipitar posteriormente. Prácticamente está en desuso.

### 2.7.1.1.2. TIPO DE SEDIMENTACION CONTINUA O TIPO "CONVENCIONAL".

En este tipo de equipos el agua cruda se mezcla totalmente y en forma continua con las sustancias químicas.

El tratamiento químico no emplea el colchón de lodos como se verá en el tipo siguiente; sino que se permite que los lodos se asienten en el fondo del suavizador. Se puede construir de concreto o de acero. El precipitador de tanque de acero consiste en un cilindro alto con fondo plano que contiene un cilindro central que sirve de zona de reacción y mezcla. El extremo inferior de este cilindro central termina a una distancia tal, arriba del fondo que deja amplio espacio para colectar los lodos en el fondo. Las sustancias químicas se dosifican desde el nivel del piso y se bombean a la parte superior del suavizador.

Se usan dosificadores en seco o de solución. En los dosificadores en seco, sale la sustancia del alimentador y se mezcla con agua y la suspensión o solución se bombea a la parte superior del suavizador. La Cal y el Carbonato se alimentan juntos y el coagulante por separado. Las sustancias químicas se mezclan con el agua cruda en el tanque central donde reaccionan con la dureza para formar los precipitados que se dirigen hacia abajo debido al flujo descendente del agua. En el fondo de ésta cámara central, el agua cambia de dirección y se dirige hacia arriba donde está la descarga cerca de la parte superior de la cámara exterior. El precipitado se sedimenta en el fondo para formar un lodo que se elimina por purgas intermitentes.

El diseño del precipitador debe ser tal que la velocidad ascendente del agua sea menor que la de asentamiento del flóculo, de otra manera se pueden acarrear cantidades apreciables de precipitado. A partículas menores y viscosidad mayor del agua, menor deberá ser la velocidad ascendente del agua.

En el diseño de concreto la cámara central se substituye por un mezclador de agitación rápida consistente de un agitador de tipo de hélices confinado a una cámara relativamente pequeña. El efluente de esta cámara de mezcla fluye a través de una cámara de floculación empleada para asegurar la formación de los precipitados del tamaño adecuado, por la acción de paletas de rotación lenta. El agua fluye después a un depósito diseñado para permitir una sedimentación efectiva del lodo por un período de 4 horas aproximadamente. Se emplean diversos tipos de recolección de los lodos.

Después del asentamiento el agua pasa a unos filtros de gravedad. A veces se emplea la recirculación de lodos a la zona de reacción química para ayudar a la formación de partículas de mayor tamaño.

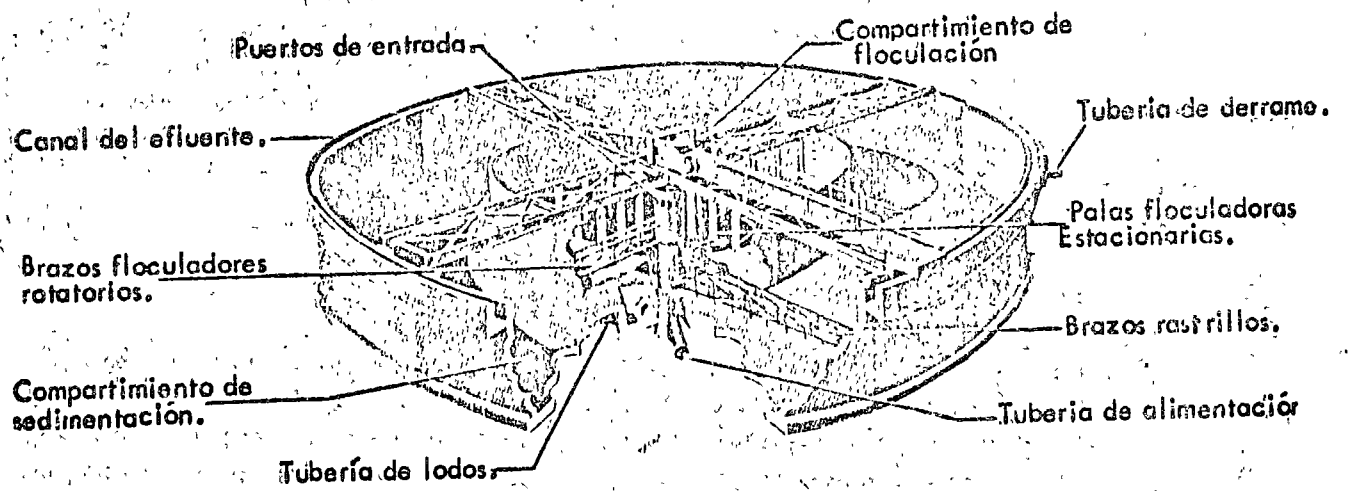


Fig. No. 6. - Precipitador de tipo convencional.

Un tratamiento posterior de recarbonatación con gas carbónico, o tratamiento con ácido se emplea antes de la filtración para prevenir la formación de carbonato de calcio en el medio filtrante y producir un efluente estable que no cause incrustación ni corrosión.

Las ventajas de este tipo de tratamiento son: su fácil adaptación a cualquier problema de suavización en frío y el mínimo de mantenimiento y supervisión.

Las desventajas son el gran espacio requerido, costos de construcción relativamente alto y que el efluente necesita recarbonatarse para conseguir la estabilidad.

2.7.1.1.3. TIPO DE COLCHON DE LODOS.- En la precipitación en frío, ha sido posible mejorar los resultados con el desarrollo de las unidades de contacto de lodos. Básicamente estas unidades operan bajo el principio de cristalización de una solución sobresaturada que pasa filtrándose en dirección ascendente a través de un colchón de lodos previamente formado para obtener una completa precipitación. El agua cruda se mezcla íntimamente con los lodos previamente precipitados y con la cal, carbonato y coagulante.

Existen varias ventajas con este procedimiento.

- 1.- Debido a que la cal se alimenta en forma de suspensión, en el tipo anterior, esta cal se asienta con los lodos precipitados antes de que tenga tiempo de reaccionar con la dureza del agua cruda y por lo tanto se pierde cierta cantidad de cal. En el tipo de colchón de lodos, esto no ocurre debido a la filtración ascendente a través de la cama de lodos, resultando en un aprovechamiento total de la Cal.
- 2.- Con el íntimo contacto del agua tratada con una gran masa de sólidos se evita la sobresaturación del Carbonato de Calcio que tiene lugar en el tipo anterior y se evita la post-precipitación o la necesidad de recarbonatar el agua.
- 3.- Con la filtración a través de la cama de lodos se obtiene un efluente bastante claro de unas 10 p.p.m. de turbidez por lo que la filtración subsecuente a menudo no es necesaria.
- 4.- Se consigue un tiempo de retención hasta de 1 hora más o menos, por lo que las unidades son más compactas, ocupando menos espacio que el tipo de sedimentación continua.

Existen varios diseños de precipitadores de tipo contacto de lodos.

2.7.1.1.3.1. DISEÑO VERTICAL.- Se construyen de acero o de concreto, -- con capacidades aproximadamente 20,000 a 40,000,000 de litros por día. La cámara exterior consiste de una sección cónica con la base mayor en la parte alta. Tiene una cámara interior más pequeña de sección cónica o piramidal con su base dirigida hacia abajo.

El agua cruda y las sustancias químicas se introducen por la parte superior de la cámara interior donde se mezclan completamente por medio de un agitador mecánico, movido con motor eléctrico e instalado en el centro de esta cámara. Los dosificadores químicos pueden ser del tipo de dosificación en seco o en húmedo.

El dosificador en seco se emplea para las unidades grandes. Los dosificadores en húmedo, dosifican la cal en forma de suspensión a una concentración del 5%. Cuando se va a dosificar carbonato de Sodio con el tipo húmedo, se acostumbra disolverlo y alimentarlo junto con la cal en el mismo dosificador. El coagulante se disuelve y se dosifica por separado.

Cuando se emplean dosificadores en seco, se usan alimentadores por separado para la cal, carbonato de sodio y el coagulante.

El agitador mecánico consiste de una serie de aspas montadas en una flecha vertical, movidas por un motor eléctrico con un reductor de velocidad. La velocidad varía de acuerdo con los tamaños, pero generalmente se trabaja a velocidades en el extremo de las aspas, entre 15 a 50 mts. por minuto. En unidades grandes se emplean motores con velocidad variable.

Al reaccionar las sales de Calcio y Magnesio con los reactivos adicionados, se producen precipitados que se mantienen en suspensión por medio de la agitación. El agua tratada con sus precipitados en suspensión fluye lentamente hacia el fondo de la cámara central, de donde emerge por una serie de mamparas invirtiendo la dirección del flujo y ascendiendo lentamente por la cámara exterior. La velocidad vertical en la parte inferior de la cámara, es suficiente para mantener los precipitados en suspensión. Debido al diseño cónico de la cámara exterior, el área aumenta gradualmente a medida que es mayor la altura. Consecuentemente la velocidad vertical del agua tratada, constantemente decrece al ir ascendiendo a través de la cámara exterior. Finalmente se alcanza un nivel donde no se expanden más los lodos. A un flujo dado y un volumen de lodos determinado, este es el nivel superior del colchón de lodos y lo define una línea clara de separación entre este nivel superior y el agua clara. Más arriba pasa el agua a un sistema de colección y de allí se envía al servicio directamente, o bien a tanques de almacenamiento.

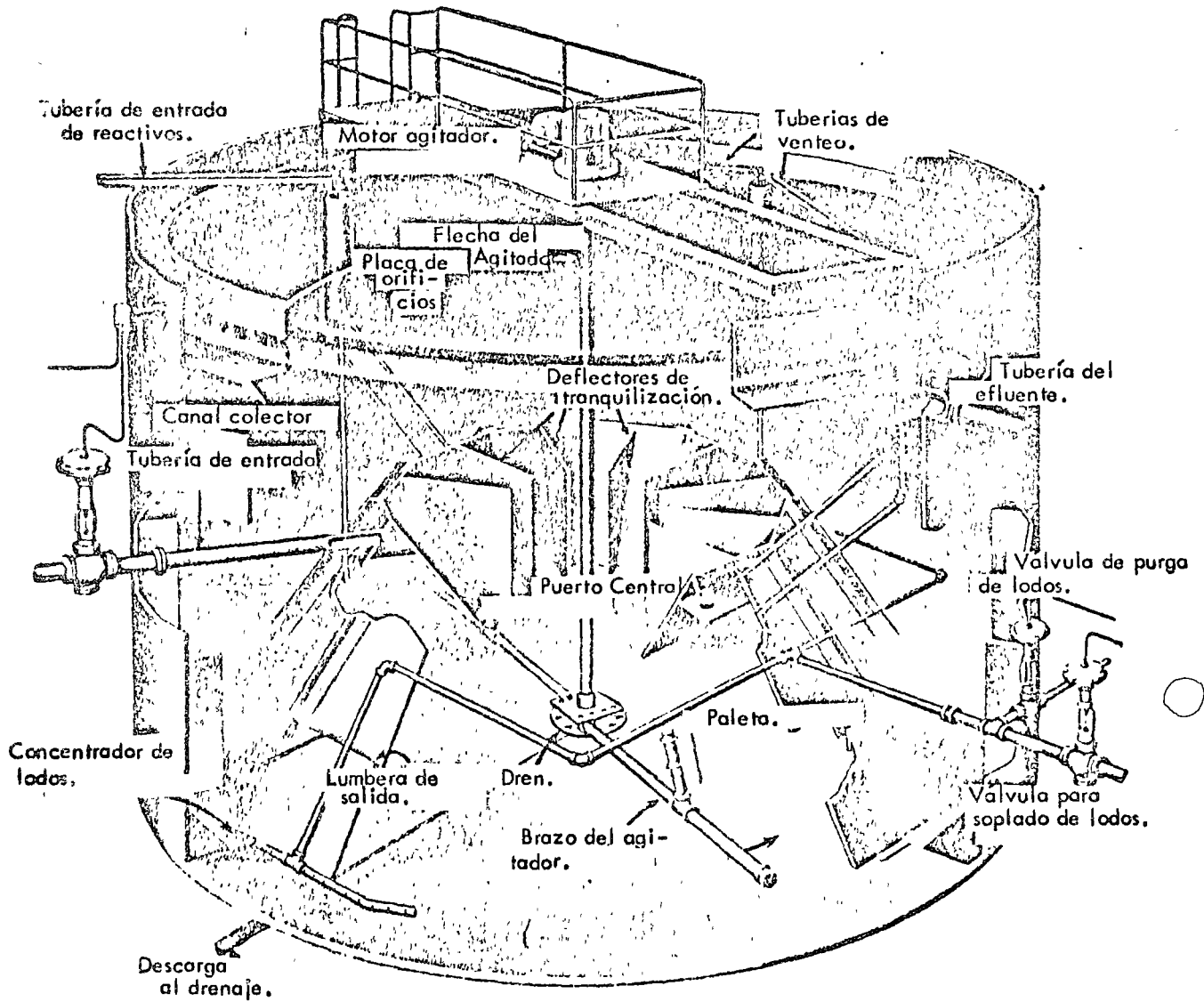


Fig. No. 7.- Corte parcial de un precipitador vertical metálico mostrando su construcción interna.

El nivel de lodos se conserva constante mediante purgas de una magnitud igual a la cantidad de precipitados nuevos formados; ésto se puede hacer automáticamente. La operación de purga se hace de un concentrador de lodos integral. Cuando se incrementa el flujo, se eleva el nivel del colchón de lodos y viceversa. Sin embargo, debido a que el área transversal va aumentando con la altura, hay un amplio factor de seguridad si se incrementa el flujo. Por el contrario, si se disminuye el flujo, el colchón baja, pero debido a que el área transversal decrece al descender, el colchón se mantiene activo y funciona eficientemente. Por lo general la gama en la que funciona satisfactoriamente este tipo de equipo es desde un 20% de la capacidad de diseño, hasta un 110% como límite superior. Los sólidos en el colchón se encuentran entre el 1 y 2% y en el concentrador de lodos de 10 a 15%.

**2.7.1.1.3.2. DISEÑO HORIZONTAL.** - En este equipo la cámara exterior es rectangular y la cámara interior está formada por 2 mamparas de fierro colocadas en forma de V invertida. La cámara exterior es de fierro en los equipos pequeños, y de concreto en los equipos grandes. Los agitadores mecánicos están colocados en forma horizontal, cerca del fondo. La velocidad en el extremo de las aspas varía desde 12 hasta 36 mts. por minuto. Los dispositivos para el movimiento de los agitadores se hallan al exterior.

El agua cruda llega por un canal exterior que tiene varias mamparas en las cuales el agua choca y se desvía con objeto de que se mezcle intimamente con la suspensión de cal y la solución de coagulante que recibe en este lugar. El agua cruda se conduce a lo largo del tanque por un canal superior central que tiene en su fondo varios orificios provistos de tubos por los que pasa el agua a la zona de mezcla, en donde se forman los precipitados y aumentan de tamaño por efecto de la agitación lenta. Posteriormente el agua y los lodos son expulsados por la corriente de agua a la cámara exterior, donde va subiendo lentamente a través del colchón de lodos. El agua clara se recoge por unos canales perforados colocados en la superficie del agua y conducida al almacenamiento o al servicio.

Los lodos se van acumulando en el concentrador que está en el fondo del tanque, de donde se extraen por purgas periódicas.

El dosificador en seco consiste de una tolva cuyo fondo lo constituye una banda transportadora movida por un motor con reductor de velocidad para ajustar la velocidad de la banda. También puede mover el motor a un sinfín para efectuar la dosificación.

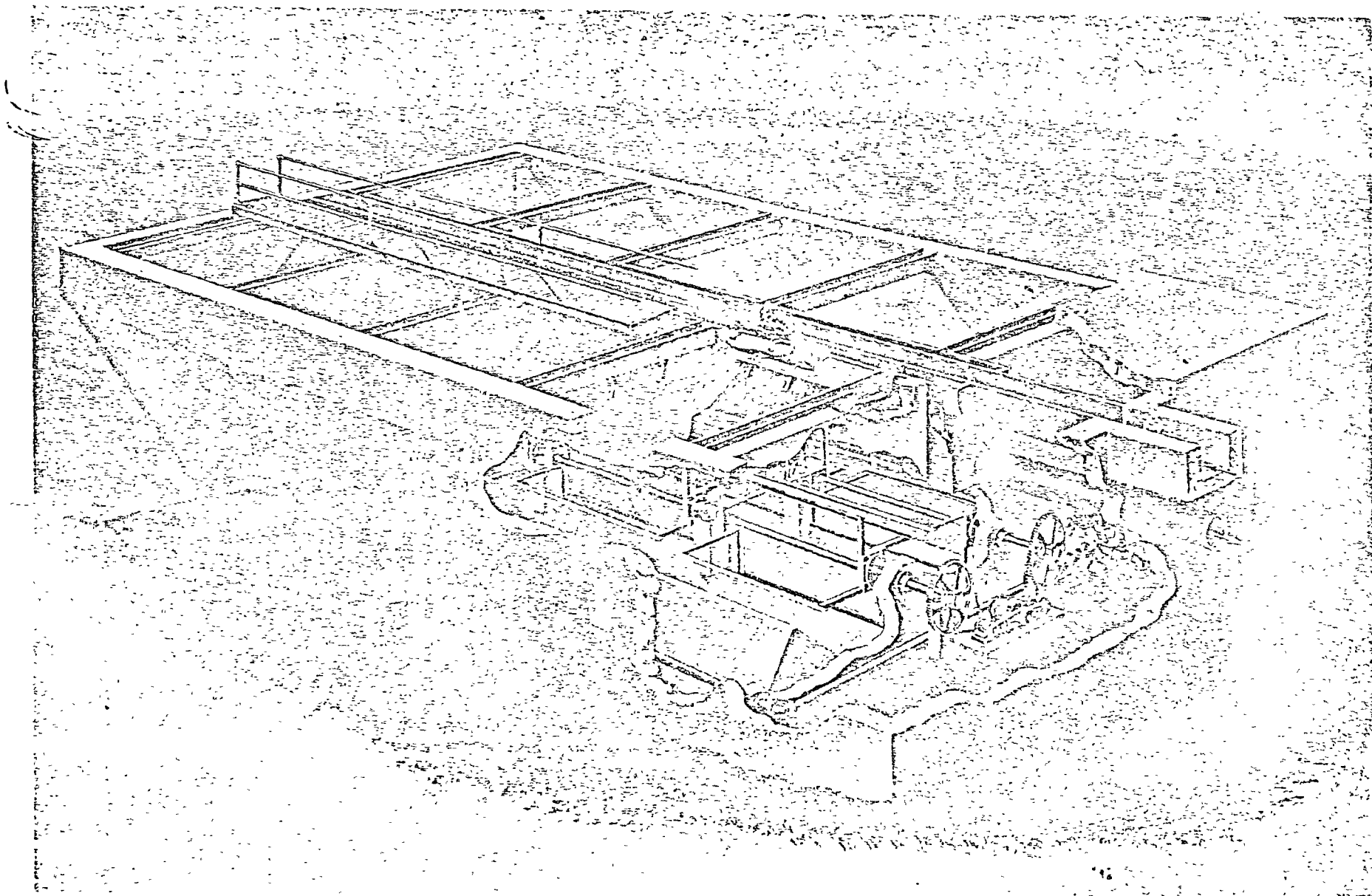


Fig. No. 6.- Corte de una sección de un precipitador horizontal de concreto. El agua entra por el canal de concreto a la derecha, fluye al compartimiento central de mezcla, después sigue en dirección ascendente a través del colchón de lodos, donde se colecta en conos transversales y después sale del equipo, como indican las flechas.



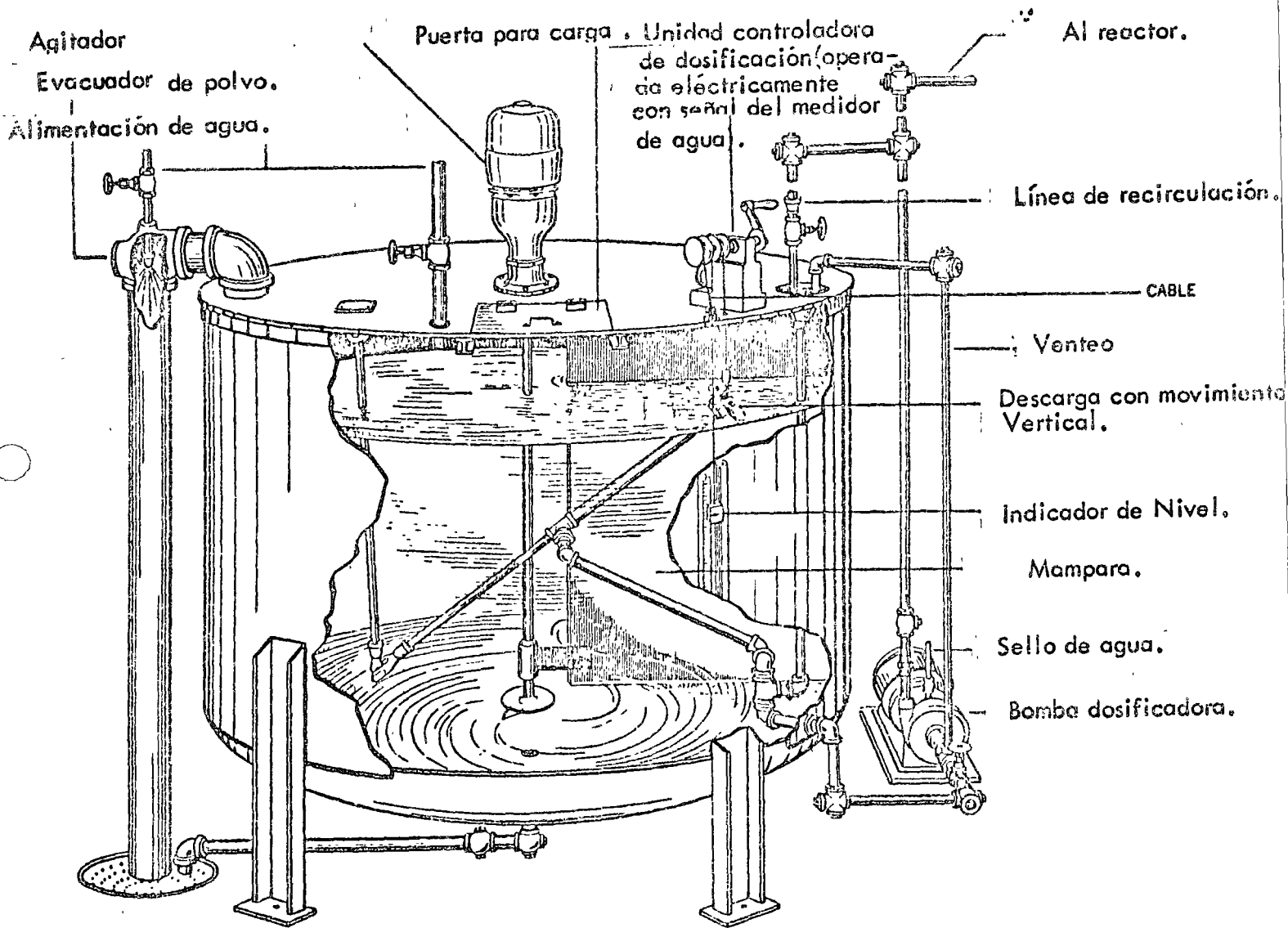


Fig. No. 9. - Dosificador en húmedo.

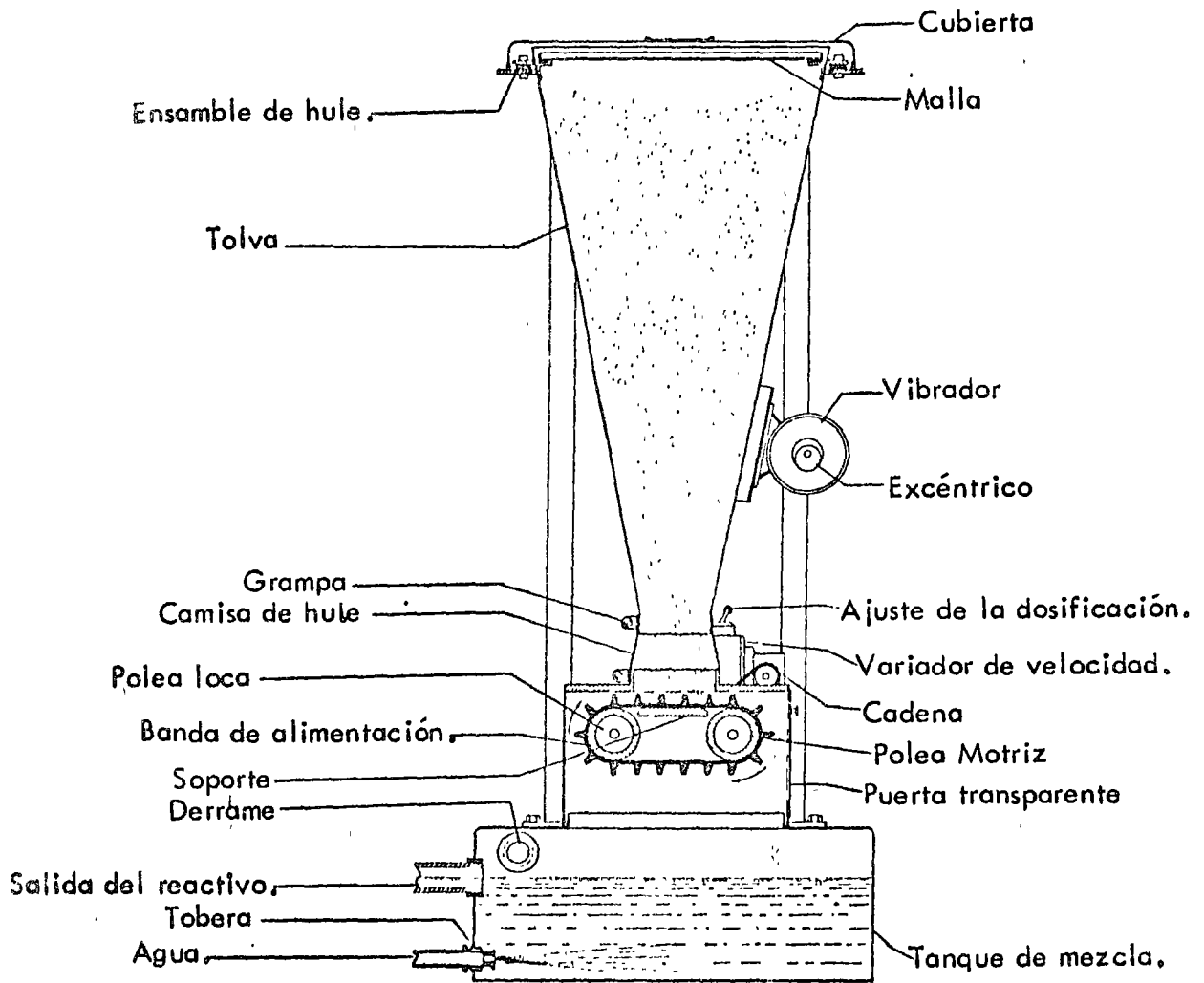


Fig. No. 10. - Dosificador en seco.

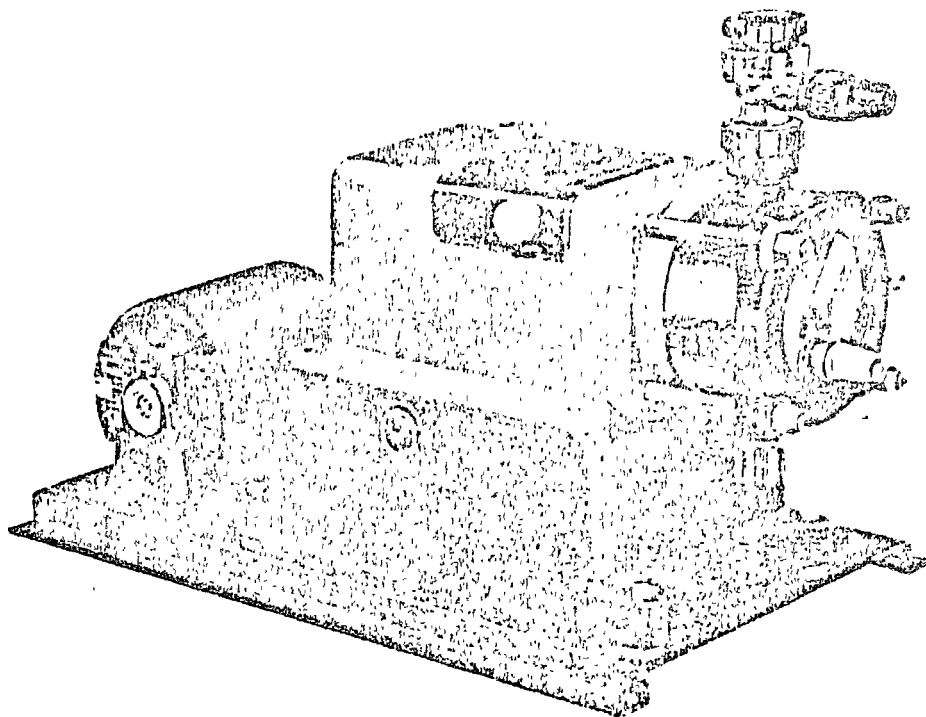


Fig. No. 11 - Bomba dosificadora de diafragma.

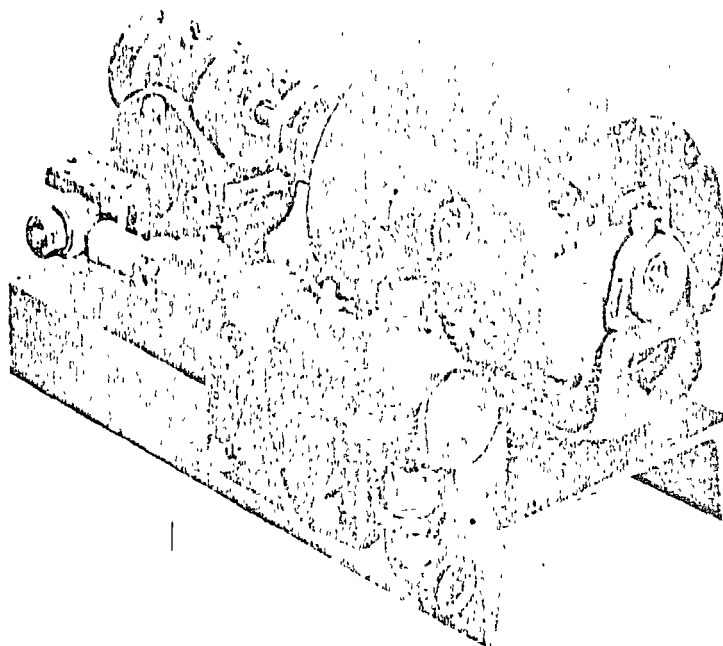


Fig. No. 12 - Bomba dosificadora de pistón.

Los reactivos caen a un tanque con agua en constante agitación, donde se forma la suspensión o solución y así se vierten al agua de alimentación.

En el dosificador en húmedo, la mezcla de reactivos o la solución se prepara en un tanque y se dosifica al precipitador por gravedad mediante un tubo decantador que se hace descender proporcionalmente al flujo de agua, o bien mediante una bomba dosificadora.

2.7.1.1.4. CATALITICO. - Llamado también Spiractor, consiste en un tanque cónico vertical lleno hasta  $\frac{2}{3}$  de su altura con un material granulado que puede ser caliza o arena. El tanque puede operar a presión o ser de tipo abierto. El agua cruda y las sustancias químicas entran tangencialmente cerca del fondo del cono y el flujo, toma una dirección ascendente en espiral a través de la cama del material de relleno.

El carbonato de calcio formado por la reacción química, se deposita sobre los granos catalizadores con lo que estos aumentan de tamaño. Estos granos mayores, se van al fondo de donde son expulsados por purgas periódicas. También es necesario reponer con material nuevo de vez en cuando. Los dosificadores de reactivos pueden ser del tipo Seco o Húmedo.

El tiempo de retención del agua es de 8 a 12 minutos.

Este tipo de equipo por substituirlo con ventaja el tratamiento de contacto de lodos, tiene actualmente muy poca aplicación.

2.7.1.2. CONTROL. - Cuando se desea reducir la alcalinidad de calcio, únicamente se dosifica la cal de manera de obtener una alcalinidad de calcio de 35 p.p.m. con lo que se obtiene una reducción del magnesio de un 10% aproximadamente.

Cuando se necesita reducir la alcalinidad de calcio y de magnesio, se dosifica la cal para obtener 35 p.p.m. de alcalinidad de Calcio y menos de 33 p.p.m. de alcalinidad de magnesio.

Si se considera reducir la dureza de No-Carbonatos, se dosifica Carbonato de Sodio además de la Cal, hasta reducir la dureza a menos de 68 p.p.m. Con un exceso de reactivos se puede reducir la dureza hasta menos de 16 p.p.m. En este caso se aumenta la causticidad del agua.

La alcalinidad de Sodio puede reducirse a 0 con la dosificación adecuada de Sulfato de Calcio (Yeso).

La dosificación óptima de coagulante, se busca experimentalmente hasta encontrar la cantidad adecuada. Cuando es insuficiente, los lodos no se asientan y si es demasiado, el volumen del grumo es muy grande y su densidad disminuye sobrenadando en la superficie.

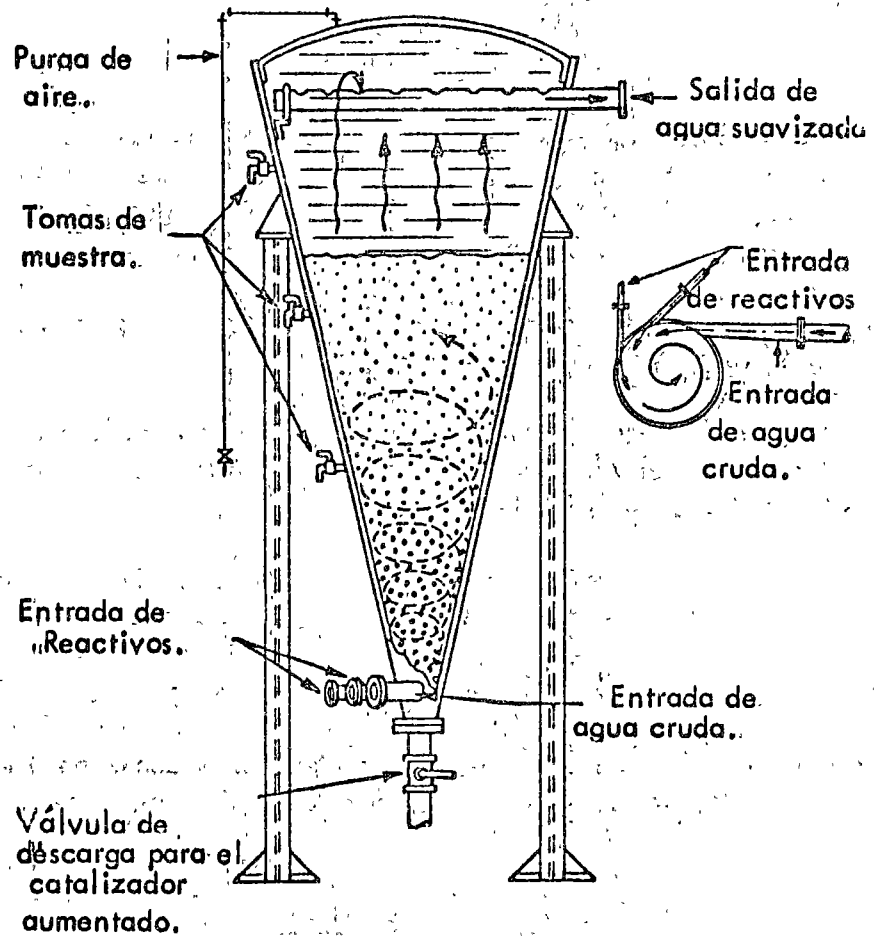


FIG. No. 13.- CORTE DE UN SPIRATOR MOSTRANDO EL FLUJO.

El efluente de estos tipos de tratamiento se emplea como repuesto en sistemas de enfriamiento de Condensadores en Plantas de Vapor. También puede emplearse como tratamiento previo a los suavizadores de zeolita para repuesto a los evaporadores, o bien para alimentar a un equipo de desmineralización.

### 2.7.1.3. PROBLEMAS Y MANTENIMIENTO.

1. - Los lodos de reacción que se forman constituyen un problema, pues es necesario llevarlos a zonas apartadas donde no ocasionen molestias. Generalmente se bombean a depósitos de asentamiento donde se evapora o expulsa el agua y una vez semi-secos se transportan a los lugares donde van a tirarse.
2. - Es necesario efectuar paradas periódicas para efectuar limpieza del tanque, el cual se va azolvando con las impurezas de los reactivos.
3. - Se requiere un cuidadoso control en la dosificación de reactivos y en los resultados, para evitar que los efluentes no sean de las características deseadas. La vigilancia de la operación debe ser constante.
4. - Deben programarse revisiones periódicas para reponer las piezas de desgaste como son chumaceras, baleros, engranes de los moto-reductores, bandas, etc.
5. - Se debe vigilar la lubricación adecuada de las partes móviles.
6. - Deben revisarse periódicamente los aparatos de control como son: Medidores, relojes programadores de purgas, válvulas, sistemas de dosificación, etc.

### 2.7.2. PRECIPITADORES DE CAL EN CALIENTE. -

El proceso de suavización por Cal en caliente, como su nombre lo indica, difiere del tratamiento de cal en frío principalmente en que las reacciones se efectúan a temperatura elevada, generalmente cerca del punto de ebullición. Por este motivo las reacciones se efectúan varios cientos de veces más rápido que en los equipos de tratamiento en frío. Los precipitados formados son más grandes y más pesados y el asentamiento es más rápido ayudado además por la menor viscosidad del agua al aumentar la temperatura. Como ventajas adicionales, no es preciso emplear un coagulante para conseguir una buena clarificación, ni se requiere cal para eliminar el  $\text{CO}_2$  en vista de que éste se elimina por desgasificación previa.

La aplicación de este tratamiento se limita exclusivamente a la alimentación de Calderas, bien directamente o bien como repuesto de los evaporadores. La suavización se puede refinar haciendo pasar el efluente por un suavizador de zeolitas que opere en caliente.

Las reacciones que se producen en estos precipitadores son las mismas que las obtenidas en los equipos de tratamiento en frío.

La Cal precipita la dureza de Carbonatos en forma de Carbonato de Calcio e Hidróxido de Magnesio.

La dureza de No Carbonatos se precipita como carbonato de Calcio e Hidróxido de Magnesio, mediante la dosificación de Carbonato de Sodio (Soda Ash).

Cuando existe alcalinidad de Sodio, esta se elimina mediante la adición de Yeso, formándose un precipitado de Carbonato de Calcio.

En estos equipos se tiene la ventaja de poder reducir el contenido de Sílice del agua cruda, lo cual se consigue mediante la adición de Óxido de Magnesio. Este óxido en el precipitador pasa a hidróxido, compuesto que tiene la propiedad de retener la Sílice. El contenido de Magnesio del agua también retiene la Sílice al formarse el hidróxido correspondiente. El Hidróxido de Magnesio formado actúa a la vez como coagulante para acelerar el asentamiento de los precipitados.

**2.7.2.1. EQUIPO.** - El proceso descrito se efectúa en tanques cerrados de forma cilíndrica, verticales y con fondo cónico. Operan a una presión de  $0.35$  a  $0.7 \text{ Kg/cm}^2$  - ( $5$  a  $10 \text{ lbs./pulg.}^2$ ).

El agua cruda entra por la parte superior después de pasar por un medidor y por un cambiador de calor que sirve para precalentarla y para condensar el vapor de escape del interior del tanque. Posteriormente pasa el agua a un sistema de espreas, donde es pulverizada sobre una atmósfera de vapor en la que se calienta y se desgasifica. Los gases eliminados que son el Oxígeno y el bióxido de carbono, se expulsan por la línea de vapor de escape previa condensación del vapor en el cambiador de calor que precalienta el agua cruda. El agua se calienta hasta cerca de los  $105^\circ\text{C}$ .

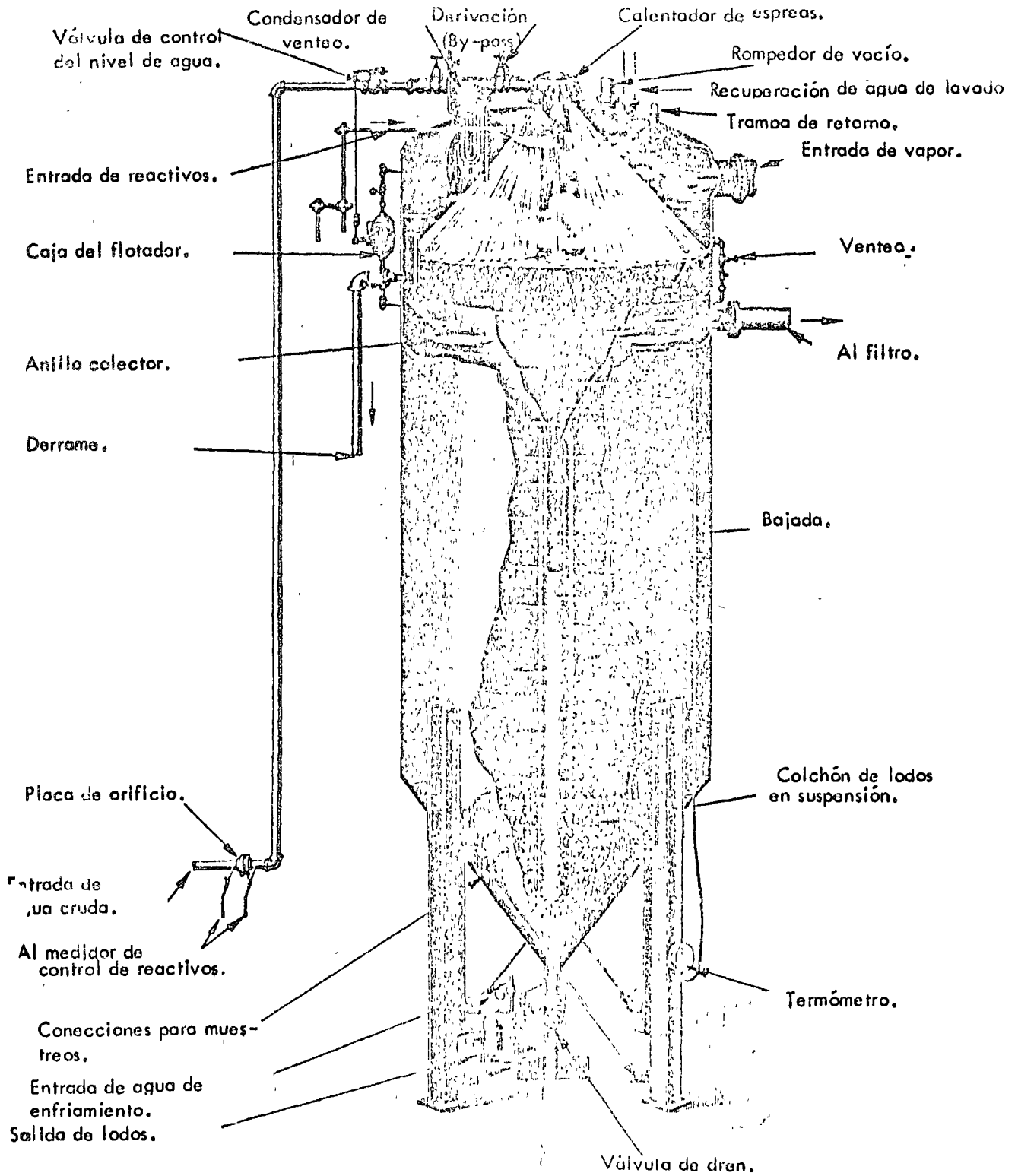


Fig. No. 14.- Ablandador de agua en caliente del tipo de colchón de lodos.



En la parte superior se adicionan las sustancias químicas que se mezclan con el agua, donde comienza la reacción de precipitación. El agua se conduce - por medio de un tubo central en forma de embudo, al fondo del tanque donde se depositan los precipitados, que aumentan el colchón de lodos en el fondo cónico por donde atraviesa el agua con lo que se consigue un íntimo contacto entre éstos, el agua y los reactivos. El resultado es una mejor clarificación y una mayor eficiencia. El agua asciende por el exterior del embudo y sale del tanque ya tratada y clarificada, pasándose a través de filtros de antracita para alimentar suavizadores de zeolita, evaporadores o directamente calderas.

Los lodos se purgan mediante una válvula instalada en el vértice del cono donde se acumulan. El nivel de lodos se controla mediante válvulas instaladas a distintas alturas del cono.

La dosificación de los reactivos se hace adicionándolos todos a un tanque - donde se mantienen en suspensión por medio de agitación continua y se inyectan mediante una bomba al tanque de reacción. La dosificación puede hacerse en forma - automática y proporcional al flujo del agua, mediante un medidor de agua cruda que al paso de un número determinado de litros manda un impulso a un reloj programador (Timer) el cual hace operar el motor de la bomba dosificadora durante cierto tiempo, o bien hace operar un mecanismo decantador. Este mecanismo tiene un tambor en el que está enrollada una cinta de acero que sostiene el tubo decantador que es por donde se vacía el tanque. Al trabajar el mecanismo decantador, desenrolla parte del - cable y hace bajar el tubo una distancia determinada.

El nivel en el tanque de reactivos desciende hasta la nueva posición del tubo decantador y la suspensión de cal se transporta de este tubo a la succión de una bomba centrífuga al tanque de reacción. La cantidad de cal inyectada es proporcional al - agua cruda alimentada. Para el ajuste de la dosificación puede cambiarse la concentración de los reactivos, variar el tiempo del reloj o bien la velocidad de la bomba - dosificadora.

2.7.2.2. CONTROL. - El control del tratamiento se lleva mediante análisis químico del agua tratada. De acuerdo con los resultados se ajusta la dosificación de los reactivos.

Las determinaciones que se efectúan son las alcalinidades a la Fenolftaleína (F), al Anaranjado de Metilo (M), la dureza (D) y la Sílice.

Cuando el valor de dos veces la Alcalinidad a la Fenolftaleína menos - -

la Alcalinidad al Anaranjado de Metilo está entre 0 y 5 p.p.m., la dosificación es correcta.

Si  $2F - M < 0$  hay que aumentar la Cal.

Si  $2F - M > 5$  hay que disminuir la Cal.

La dosificación de Carbonato de Sodio se controla de manera de que M-D esté entre 20 y 40 p.p.m.

Si M-D es mayor que 40 hay que disminuir el Carbonato.

Si M-D es menor que 20 hay que aumentar el Carbonato.

Cuando existe Alcalinidad de Sodio se adiciona el Yeso controlando la dosificación de manera de mantener también el valor de M-D entre 20 y 40 p.p.m.

Si M-D es mayor que 40, aumentar el Yeso.

Si M-D es menor que 20, disminuir el Yeso.

La dosificación de Oxido de Magnesio se lleva a cabo experimentalmente de tal manera de obtener la máxima eliminación de Sílice con la menor cantidad de Oxido de Magnesio posible. La reducción de Sílice puede alcanzar hasta un 90%.

2.7.2.3. TIPOS DE EQUIPO.- Existen varios diseños de equipo de precipitación en caliente, con variaciones establecidas por cada fabricante de equipo. Algunos equipos incorporan la deaereación integral, obteniéndose agua hasta con 0.005 ml. de oxígeno por litro. Otros reciben el condensado para su calentamiento y deaereación.

Este tratamiento es conveniente para la suavización de aguas con alta dureza que se emplean en la alimentación de evaporadores y de calderas de hasta  $31 \text{ Kg/cm}^2$ . (450 libras de presión.) Complementado el tratamiento con suavizadores de zeolita, puede alimentar calderas de hasta  $42 \text{ Kg/cm}^2$ . - - - (600 libras/plg<sup>2</sup>.)

Aguas con baja dureza no se aconseja tratarlas por este procedimiento por obtenerse una reducción de dureza que varía entre 10 y 30 p.p.m.

Las desventajas de este tratamiento son: que se requiere una vigilancia estricta y un cuidadoso control mediante los análisis. En vista de que no reduce la dureza totalmente, se hace necesario un tratamiento interno de fosfatos en las calderas y evaporadores y en la mayoría de los casos se requiere un tratamiento adicional de zeolitas.

#### 2.7.2.4. PROBLEMAS Y MANTENIMIENTO.

1.- Frecuentemente se incrusta la línea de alimentación de Cal, por lo que es necesario efectuar limpiezas periódicas a la tubería para poder efectuar dosificaciones correctas.

2.- El tanque de dosificación debe limpiarse periódicamente para eliminar la materia insoluble e impurezas de los reactivos que se depositan en el fondo.

3.- Los precipitados de Carbonato de Calcio y de Hidróxido de Magnesio que son arrastrados con el agua tratada, se eliminan en los filtros de Antracita los que deben lavarse periódicamente, sin embargo, el material filtrante se va recubriendo de lodos que en un momento dado no es posible eliminarlos por lavados y dejan pasar materia precipitada. Se hace necesario sacar la antracita de los filtros para efectuar una limpieza mecánica, o bien, reemplazar el medio filtrante.

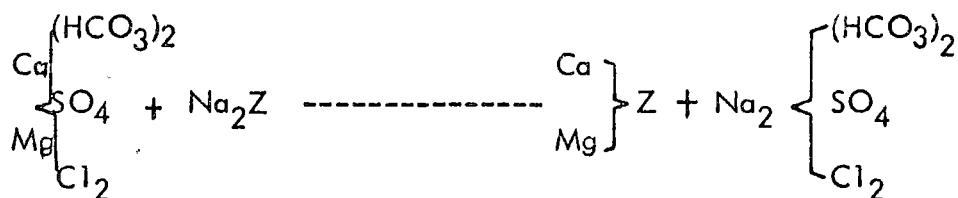
4.- Se requiere un control cuidadoso en la temperatura de reacción. Cuando está baja por insuficiente entrada de vapor, las reacciones son incompletas obteniéndose mayores valores de Sílice, Dureza y Alcalinidades.

5.- Debe efectuarse una inspección periódica de los mecanismos de dosificación, bombas dosificadoras, motores, medidores de agua y vigilar una lubricación adecuada de las partes que lo requieren.

#### 2.7.3. PLANTAS SUAVIZADORAS DE ZEOLITA.

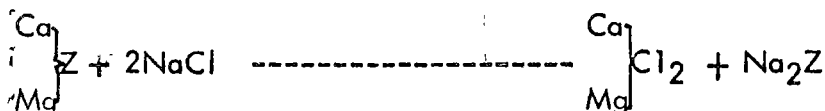
Los suavizadores de zeolita son equipos empleados para eliminar la dureza del agua por medio de un intercambio de iones.

Consisten esencialmente de un tanque de fierro cargado interiormente con un material insoluble denominado Zeolita. Cuando el agua dura se hace pasar a través de la cama de zeolita ésta le quita el calcio y el magnesio y simultáneamente cede cantidades equivalentes de Sodio. Las reacciones pueden indicarse de la siguiente manera:



Después de que ha pasado un determinado número de litros de agua por el suavizador de zeolita, llega un momento en que la capacidad de ceder iones de Sodio a cambio de los de Calcio y Magnesio, se agota. Si se continúa pasando agua a través de la unidad, ésta no sufrirá ya cambio en su dureza. Entonces se saca la unidad de servicio, se le da un lavado (retrolavado) mediante una corriente de agua a flujo ascendente con lo que se eliminan las impurezas acumuladas en la capa superior de la resina y se regenera después con una solución diluida de sal común (Cloruro de Sodio). En algunos casos se emplea agua de mar. De esta manera se eliminan de la zeolita el calcio y el magnesio en forma de cloruros solubles y la zeolita se combina con los iones de Sodio simultáneamente dando por resultado que se restablece la capacidad de ésta. Se enjuaga para eliminar el exceso de sal y queda lista nuevamente para operar.

Las reacciones durante la regeneración pueden indicarse de la siguiente manera:



2.7.3.1. EQUIPO.- Los suavizadores, aunque hay algunos que trabajan por gravedad, la mayoría de ellos operan a presión y consisten de un cilindro de acero con cabezas abombadas de un espesor suficiente para soportar una presión hasta de 7 Kgs./cm<sup>2</sup>. El diámetro del cilindro varía desde 28 cms. (11") hasta 3 mts. (10') con alturas en la parte recta hasta de 2.45 mts. (8'). Otras unidades trabajan en forma horizontal y sus diámetros pueden ser hasta de 3 mts., con largo hasta de 7.6 mts. (25'). Las unidades horizontales tienen muy poca aplicación.

En el fondo del tanque se encuentra un sistema de distribución que sirve para coleccionar el agua suavizada durante la operación normal, o bien para distribuir el agua de lavado o para expulsar el agua de enjuagado. En las unidades pequeñas este colector es un tramo de tubo con ranuras transversales, en las unidades de tamaño mediano es una placa deflectora que tiene una pequeña separación del fondo del tanque. En los tamaños mayores consiste de un cabezal - -

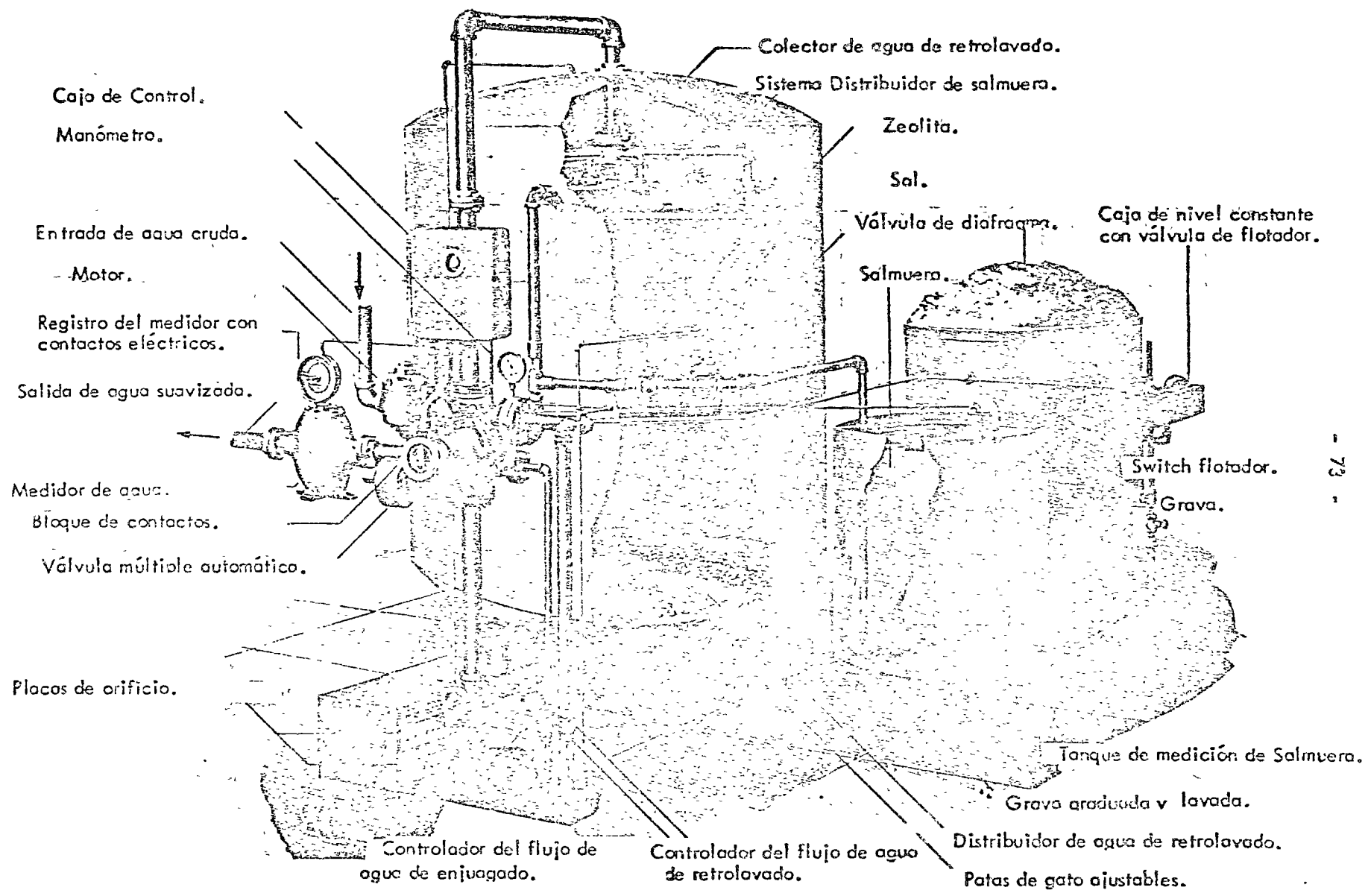


FIG. No. 15 EQUIPO SUAVIZADOR DE AGUA.

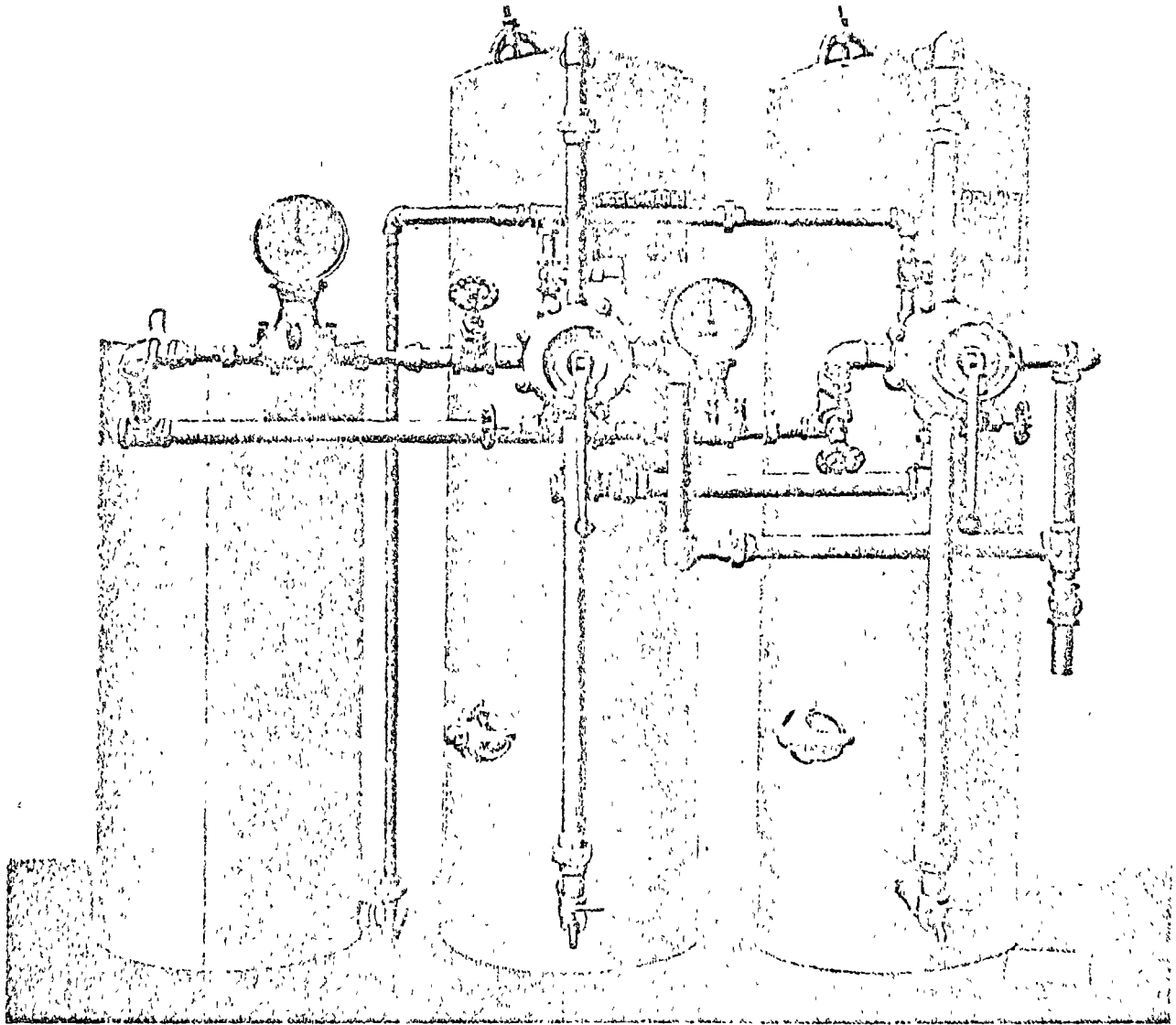


FIG. No. 16 SUAVIZADOR DE AGUA CON UNIDAD DOBLE.

y varios tubos laterales distribuidores y con perforaciones para efectuar la distribución del agua en todo el diámetro del tanque.

Cubriendo el distribuidor inferior se colocan unas capas de grava o -- de antracita, estando la capa más gruesa en el fondo, y la más fina en la parte superior.

El objeto de estas capas es el de soportar la cama de zeolita y evitar que se fugue ésta por los distribuidores inferiores, además de que ayuda a la distribución del agua durante el retrolavado. Los tamaños de la grava y antracita quedan comprendidos desde 38 mm. (1 1/2") hasta 3 mm. (1/8").

Encima de las capas de grava se coloca el lecho de zeolita cuya altura varía desde 61 cms. (2') hasta 2.70 mts. (9').

Por encima de la cama de zeolita queda un espacio libre, que sirve para que la zeolita se expanda durante el retrolavado separándose todas las partículas. De esta manera se expulsan las materias extrañas que se acumularon sobre el lecho. El espacio libre varía desde un 33% hasta un 75% con respecto a la altura del lecho de zeolita.

En la parte más alta del cilindro se encuentra el colector superior que consiste de una entrada de cople con un deflector por donde entra el agua y se desvía lateralmente durante la suavización y enjuagado, y para coleccionar el agua de lavado y llevarla por una tubería al drenaje. Este deflector es necesario principalmente para evitar que la corriente de agua de entrada a la unidad, se dirija directamente hacia la cama de zeolita y forme un canal por donde pueda fluir más fácilmente entorpeciendo la función de intercambio de iones.

Cerca de la superficie de la zeolita está el distribuidor de salmuera que sirve para introducir y distribuir uniformemente la solución diluída de sal sobre el lecho de zeolita con objeto de que toda la cama quede en contacto con la solución regenerante. En las unidades de menor tamaño la salmuera entra por el colector superior.

En la parte superior, el tanque tiene instalado un grifo para purgar periódicamente el aire que trae el agua y que queda atrapado en el espacio libre.

En la parte inferior del cuerpo, el tanque lleva un registro para la introducción y nivelación de las capas de grava. En la tapa del tanque puede estar otro registro o simplemente un cople de tamaño adecuado, para la carga de resina.

Como equipo auxiliar del tanque suavizador se tiene un tanque donde se efectúa la disolución de la sal. Este tanque tiene un colector inferior, después lleva una capa de grava que sirve de soporte a la sal. El fondo del tanque es plano y no tiene tapa. Se introduce agua para que la sal se disuelva hasta obtener una salmuera saturada. El interior del tanque se recubre con una pintura con objeto de proteger y evitar el ataque corrosivo de la sal al fierro. La inyección de la salmuera saturada al suavizador se efectúa mediante un eyector, donde se diluye a una solución al 10% y así se introduce para regenerar.

Algunos diseños tienen 2 tanques, uno de almacenamiento de sal donde se forma la salmuera saturada y otro para medición de la salmuera.

Para conocer la cantidad de agua que pasa por el suavizador se instalan medidores de agua, bien en la línea de entrada o en la de salida.

La entrada y salida de agua, se puede llevar a cabo mediante tubería y un juego de válvulas de compuerta instalados al frente del suavizador, o bien mediante una válvula de varios pasos de las que hay de varios tipos. El agua de entrada, de lavado, de enjuagado y el regenerante, se hacen pasar a través de esta válvula múltiple de donde se desvían hacia el suavizador, drenaje, salida, etc.

Existen también controles para la medición del agua de lavado y de enjuagado.

2.7.3.2. ZEOLITAS.- Existen varios tipos de zeolitas que varían desde las naturales que son Silico-Aluminatos de Sodio y ciertas arenas (greensand) hasta las sintéticas como el carbón sulfonado y las resinas poliestirénicas.

Constantemente se están haciendo investigaciones para obtener resinas de mayor poder de intercambio y más resistentes a la acción mecánica, a cambios de temperatura, humedad, pH y agentes químicos.

La capacidad de zeolitas varía desde 3 kilogramos de dureza por pie cúbico para las naturales, hasta 30 kilogramos/pie<sup>3</sup> para las resinas poliestirénicas. Esta última resina es la que actualmente se emplea casi en la totalidad de los suavizadores. La capacidad de 30 kilogramos por pie cúbico equivale a suavizar 19,500 litros de agua con una dureza de 100 partes por millón, por cada pie<sup>3</sup> de resina. La cantidad de regenerante es de 10 a 15 libras de sal para pie<sup>3</sup> de resina. Con mayor cantidad de regenerante se obtiene mayor capacidad de la resina.



### 2.7.3.3. OPERACION.-

Durante la operación normal del suavizador, el agua pasa a través de la válvula múltiple o línea de alimentación, al colector superior, entra al tanque suavizador y atraviesa la capa de zeolita donde se efectúa el proceso de suavización. El agua suavizada, atraviesa las capas de grava, pasa al colector inferior y por la tubería de interconexión pasa a la válvula múltiple o a la línea de agua suavizada, de donde se envía al servicio.

Al atravesar el agua la capa de zeolita además de suavizarla, los granos de ésta actúan como medio filtrante, reteniendo las materias sólidas que lleva el agua tales como arena, tierra, etc., que cubren los granos de zeolita y no permiten que efectúe su trabajo. Por este motivo es necesario cada vez que se regenere, que se efectúe un retrolavado.

Durante el retrolavado, el agua entra por el distribuidor inferior de la unidad y asciende por la capa de zeolita, aflojándola y librándola de las materias extrañas acumuladas en la superficie, y las que se encuentran en los espacios que dejan los granos entre sí.

Al aflojarse y expansionarse la zeolita se reacomodan las capas -- por su densidad y su tamaño y se destruyen las canalizaciones que pudieran haberse formado y que disminuyen la capacidad.

Durante la introducción de salmuera y el enjuagado, el agua sigue el mismo curso que durante la operación normal de suavización, con excepción de que el agua se envía al drenaje una vez que pasó por la unidad.

El agua producida no tiene menor cantidad de sales que el agua -- original, pero la dureza se reduce hasta 2 a 4 partes por millón. Con aguas muy duras y con elevada cantidad de sales de sodio el proceso no se verifica completamente, en vista de que se efectúa una inversión de las reacciones y los efluentes pueden tener de 40 a 60 p.p.m. de dureza.

### 2.7.3.4. CONTROL.-

Para controlar la operación de un suavizador se efectúan análisis de Dureza al agua suavizada, mediante una solución valorada de jabón. La prueba consiste en agregar 5 gotas de jabón a 40 mililitros de agua suavizada colocada en un frasco aforado. El frasco se tapa y se agita vigorosamente. Cuando se produce espuma abundantemente y permanente, el agua está libre de dureza. Si la espuma no se forma, es indicio de que el agua ya lleva en solución sales de Calcio y Magnesio y debe procederse a regenerar la resina.

Por medio del medidor de agua se puede saber cuándo debe regenerarse el equipo, al computar el número de litros que han pasado por la unidad, - previos análisis de dureza en corridas anteriores, siempre y cuando la dureza -- del agua cruda y las condiciones de regeneración no cambien.

La prueba de espuma es también útil durante el enjuagado de la -- unidad para saber cuándo deba suspenderse este paso.

#### 2.7.3.5. APLICACION.-

Estos suavizadores tienen aplicaciones para el agua de alimentación de evaporadores en Plantas Termoeléctricas. Pueden operar en frío o en caliente como refinamiento de los equipos de cal-soda. Puede emplearse para alimentar directamente a calderas de baja presión y tienen también aplicación en la obtención de agua suavizada para los sistemas de enfriamiento de las Máquinas Diesel.

El agua producida no causa incrustaciones en los serpentines de los evaporadores, calderas, enfriadores evaporativos, cambiadores de calor y camisas de las máquinas.

#### 2.7.3.6. PROBLEMAS Y MANTENIMIENTO.

El principal problema de estos equipos es la contaminación de las resinas.

Cuando el agua por suavizarse trae consigo turbidez y lodos, éstos van recubriendo los granos de resina y su capacidad va decreciendo gradualmente.

Si el agua procede de un precipitador de cal en frío, puede recubrirse la resina con Carbonato de Calcio o con Hidróxido de Aluminio, procedente del coagulante, debido a que el agua se encuentra saturada con estos -- compuestos y al pasar por la zeolita se depositan. También puede recubrirse la zeolita con lodos de Carbonato de Calcio, cuando el agua procede de un Precipitador de cal en caliente, por una mala filtración.

Para restaurar la capacidad de las zeolitas en los casos anteriores, es necesario efectuarles lavados con soluciones diluidas de Acido Clorhídrico que redisuelven las materias depositadas. Una doble regeneración con sal, convierte la zeolita a la combinación Zeolita de Sodio. Algunas zeolitas no resisten la acción del ácido.

Las válvulas múltiples pueden ocasionar contaminaciones del agua suavizada por paso a través de ellas de agua cruda a la corriente de agua suavizada. Esta falla se origina por rayaduras con arena de los discos fijos que son de material blando, por rotura de los empaques de hule o por mal asiento de los discos móviles. Es necesario reemplazar éstas piezas o en ocasiones cambiar totalmente la válvula, para eliminar la contaminación.

Los medidores de agua también presentan fallas por deterioro de los discos, desgaste de los engranes o atascamientos con arena. Cuando esto sucede pueden cambiarse fácilmente las piezas que han fallado, o limpiar el todo o arena que obstruya el movimiento del disco o rotor.

Debe revisarse periódicamente la protección interior del tanque de Sal - muera para prevenir cualquier ataque corrosivo de la sal al metal.

#### 2.7.4. PLANTAS DESMINERALIZADORAS.

La desmineralización consiste en la eliminación de las sales minerales que tiene disueltas el agua, por medio del intercambio de iones. El agua producida es de características semejantes a la del agua destilada. Al proceso de desmineralización también se le denomina Des-ionización en vista de que se eliminan, con el proceso, todas las sustancias que se encuentran ionizadas en el agua.

El proceso consiste en 2 reacciones de intercambio iónico:

1.- El intercambio catiónico y 2.- El intercambio aniónico.

En el intercambio catiónico se emplea la misma resina utilizada en los suavizadores de zeolita de sodio pero la regeneración se efectúa con Acido Sulfúrico o Acido Clorhídrico. En este caso los iones que intercambia la resina son los iones Hidrógeno del ácido ( $H^+$ ) tomando a cambio los iones de Calcio, Magnesio y Sodio. Las sales del agua, por efecto de este intercambio de iones, quedan convertidas en sus respectivos ácidos, formándose una solución de baja concentración de: ácido clorhídrico, ácido sulfúrico, ácido nítrico, ácido carbónico y ácido silícico.

Esta agua acidulada se hace pasar inmediatamente por la resina aniónica, donde se eliminan estos ácidos y el efluente resulta prácticamente libre de sales disueltas. Este segundo paso constituye el Intercambio Aniónico, donde la resina se regenera con una solución de Hidróxido de Sodio (Sosa Cáustica).

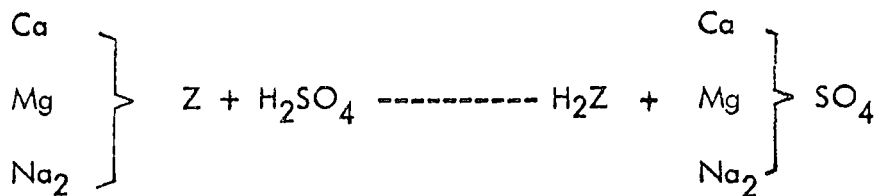
2.7.4.1. REACCIONES.

Las reacciones que tienen lugar en un proceso de desmineralización son - las siguientes:

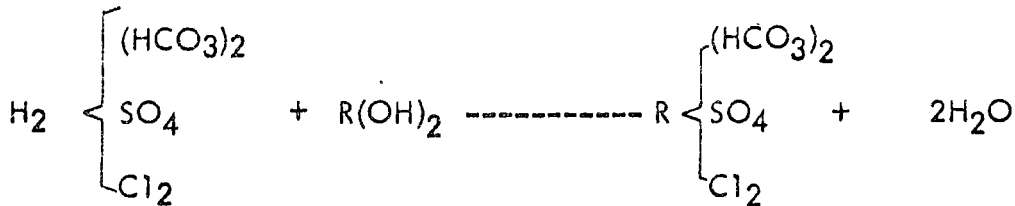
Unidad Catiónica.



Regeneración



Unidad Aniónica



Regeneración



El ácido carbónico puede eliminarse antes de pasar el agua por la unidad aniónica, haciéndola fluir a través de un descarbonatador que consiste de una torre de madera o de fierro recubierta de hule, empacada, por la que desciende en cascada la corriente de agua, introduciéndose en sentido contrario una co-

rriente de aire, mediante un ventilador. Con la eliminación del ácido carbónico de esta manera, se aumenta el rendimiento de la Unidad Aniónica.

#### 2.7.4.2. EQUIPO.

El equipo usado en la desmineralización del agua consiste normalmente -- de (1) Unidad Catiónica, (2) Desgasificador, (3) Unidad Aniónica.

El agua pasa primero por la Unidad Catiónica, después por el Desgasifica -- dor donde se deposita en un tanque de Almacenamiento de agua ácida. De aquí -- se bombea a la Unidad Aniónica de donde sale agua desmineralizada al tanque -- de Almacenamiento.

El equipo de regeneración consiste de un tanque para el ácido sulfúrico -- en la Unidad Catiónica y un Tanque para la Sosa Caústica en la regeneración de la Unidad Aniónica.

Tanques de las Unidades. - Los tanques para recibir las resinas catiónicas y las -- aniónicas están constituidos de un cilindro vertical de acero con tapas abomba -- das, cubiertos interiormente con una capa de hule duro de 3 a 4.5 mm. (1/8" a 3/16") de espesor. Los hay también recubiertos de material plástico como el -- Cloruro de Polivinilo (P.V.C.), de vidrio, o de algunas resinas especiales que -- se curan a alta temperatura, después de aplicadas. Este recubrimiento tiene por -- objeto evitar el ataque al metal de los ácidos de regeneración y los que se for -- man en las reacciones. Los dispositivos interiores, colector superior, distribui -- dor del regenerante y distribuidor interior son de hule duro, de fierro recubierto de hule o plástico, de plástico (P.V.C.) o de aceros inoxidable.

Cubriendo al distribuidor inferior se colocan capas estratificadas de an -- tracita que sirven para soportar la resina, y para evitar que ésta se arrastre a -- través del distribuidor. Algunos diseños modernos ya no tienen la cama soporte de antracita y para evitar el arrastre de resina, a los distribuidores inferiores se -- les pone una camisa de malla fina de tela de plástico o de acero inoxidable.

Encima de la antracita se coloca la cama de resina cuya altura varía -- desde 61 cms. (2') hasta 2.70 mts. (9').

El espacio libre en las Unidades es de 33% á 75% del lecho de resina. \* en la Unidad Catiónica, y de un 100% en la Unidad Aniónica. La resina anió -- nica es de menor densidad por lo que el volúmen de expansión es mayor durante el retrolavado.

Las válvulas son del tipo de diafragma, recubiertas interiormente, de hule y la tubería de interconexión para entrada y salida del agua es de P.V.C., o de fierro recubierto de hule. En la tapa del tanque existe un registro para la introducción de la antracita y la resina y también una conexión para instalar una válvula de purga de aire.

Las válvulas de diafragma pueden substituirse por una válvula múltiple recubierta de hule, para realizar las operaciones de retrolavado, enjuagado y operación normal.

El equipo de regeneración de la Unidad Catiónica cuando la regeneración se hace con ácido sulfúrico consiste generalmente de 2 tanques, uno de lámina de acero y sin protección, cerrado, que sirve para medir el volumen de ácido concentrado necesario de cada regeneración. Este tanque se coloca sobre otro tanque sin tapa que está forrado de hule duro o de lámina de plomo en el que se hace la dilución del ácido a una concentración del 20%. En el fondo del tanque se encuentra un serpentín de plomo o de P.V.C., que está perforado y sirve para agitar el ácido durante la dilución, mediante aire a presión que se introduce por el serpentín.

De este tanque se succiona el ácido diluido por un eyector que lo introduce a la Unidad Catiónica, donde entra a una concentración del 2 al 4% por efecto de la dilución que se efectúa en el eyector.

El ácido concentrado se introduce al tanque de medición por la acción de otro eyector cuya succión está conectada a la parte superior del tanque y efectúa un vacío parcial, succionándose el ácido mediante una manguera que conectada al tanque llega hasta el garrafón en que se encuentra el ácido.

El equipo de regeneración de la unidad aniónica consiste de un tanque de acero sin recubrimiento, en donde se hace la solución de la sosa cáustica. El tanque está provisto de un agitador mecánico portátil movido con motor eléctrico. La inyección de la sosa se hace en algunas ocasiones en caliente, para lo cual se cuenta con un cambiador de calor que eleva la temperatura de la solución a 38°C, con vapor, antes de introducirla a la unidad. La succión del regenerante se efectúa con un eyector que diluye la sosa hasta el 4%. Algunos diseños introducen el regenerante con bomba centrífuga y en este caso se requiere tener la solución de sosa ya al 4%, de concentración.

El flujo de agua de lavado y enjuagado se controla con medidores de gasto o con flotadores instalados en las líneas de descarga. La altura de los

flotadores en una fosa con derrame, controla la apertura de las válvulas de mariposa.

Desgasificador. - El desgasificador consiste de una torre construida de madera o de lámina de acero con recubrimiento interior de hule. La altura del desgasificador varía desde 2.40 mts. (8') hasta 6 mts. (20'), con diámetro desde 76 cms. hasta 6 mts.

El interior de la torre lleva unas tirillas de madera sobrepuestas, o bien está rellena de pequeños tubos de cerámica llamados Anillos de Raschig.

El agua que sale de la Unidad Catiónica se lleva por la tubería de salida a la parte superior del descarbonatador donde entra a través de un distribuidor de charola con perforaciones, para distribuir el agua y con tubos para la salida del aire. El agua desciende a través de las tirillas de madera en forma de cascada. El agua que cae de las orillas de una tirilla se deposita al centro de la que está inmediatamente abajo. En el fondo de la torre el agua aerada y desgasificada fluye a través de un sello de agua a un recipiente de almacenamiento.

El aire se suministra a través de la parte inferior de la torre, por medio de un ventilador con dirección ascendente del aire, a contra corriente con el flujo de agua. La cantidad de aire necesaria varía de 2.5 a 5.0 pies<sup>3</sup> por galón de agua, ( 18 a 36 LPM de aire por 1 LPM de agua).

La parte superior de la torre tiene varios tubos en forma de chimeneas con mamparas por donde descarga el aire y el CO<sub>2</sub> eliminado del agua, de donde pasa, a una cámara de aire encima de la charola de distribución y de ahí sale a la atmósfera por un ducto.

Medidores. - Para conocer el flujo de agua que pasa por las Unidades, se instalan medidores de agua a la entrada de la Unidad Catiónica y a la salida de la Unidad Aniónica.

Resinas. - Las resinas catiónicas pueden ser del tipo de Carbón Sulfonado con capacidades de 8 kilogramos por pie<sup>3</sup> o del tipo de resina poliestirénica sulfonada con capacidades hasta de 20 kilogramos por pie<sup>3</sup>. La regeneración se hace con 2.5 a 15 libras (5 a 6 como normal) de ácido sulfúrico o clorhídrico por pie<sup>3</sup> de resina, ( 40 a 240 Kg/M<sup>3</sup> de resina (80 a 95 como normal).

Estas resinas son las mismas que se emplean en los suavizadores de zeolita regenerados con sal.

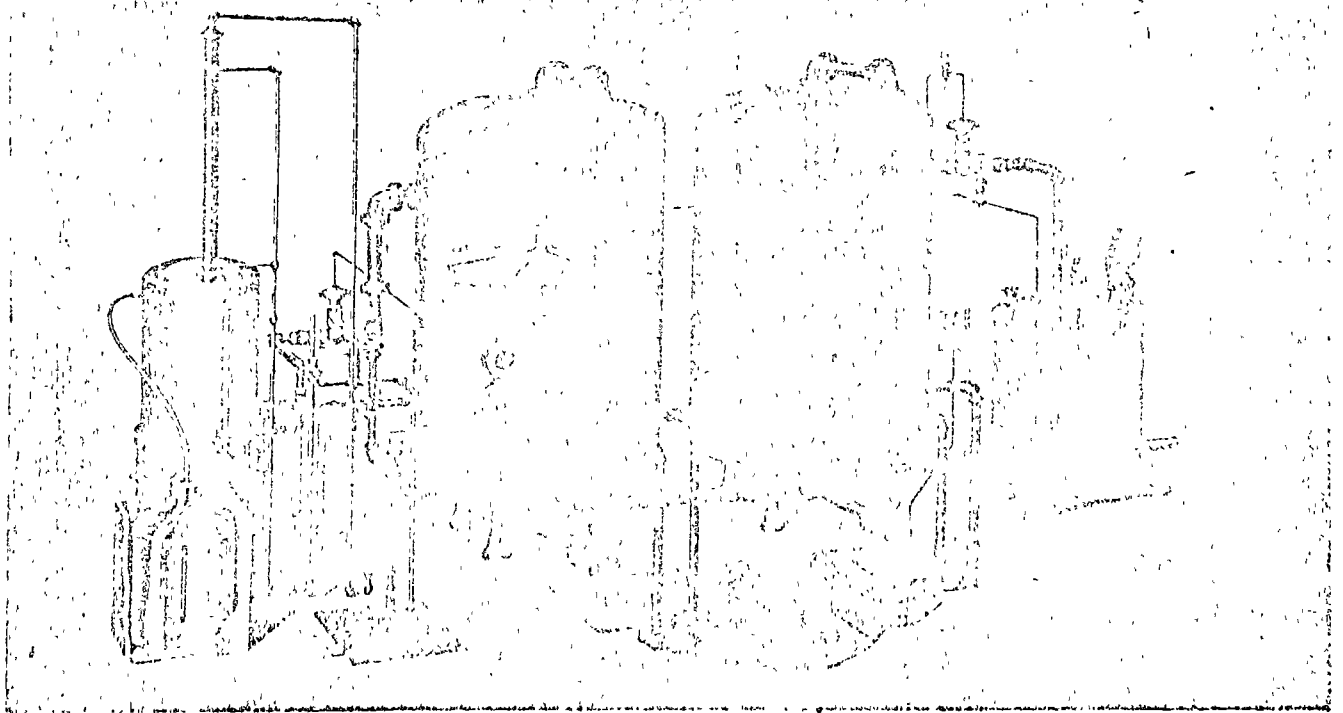


Fig. No. 17.- Planta Desmineralizadora Automática, sin degasificador.



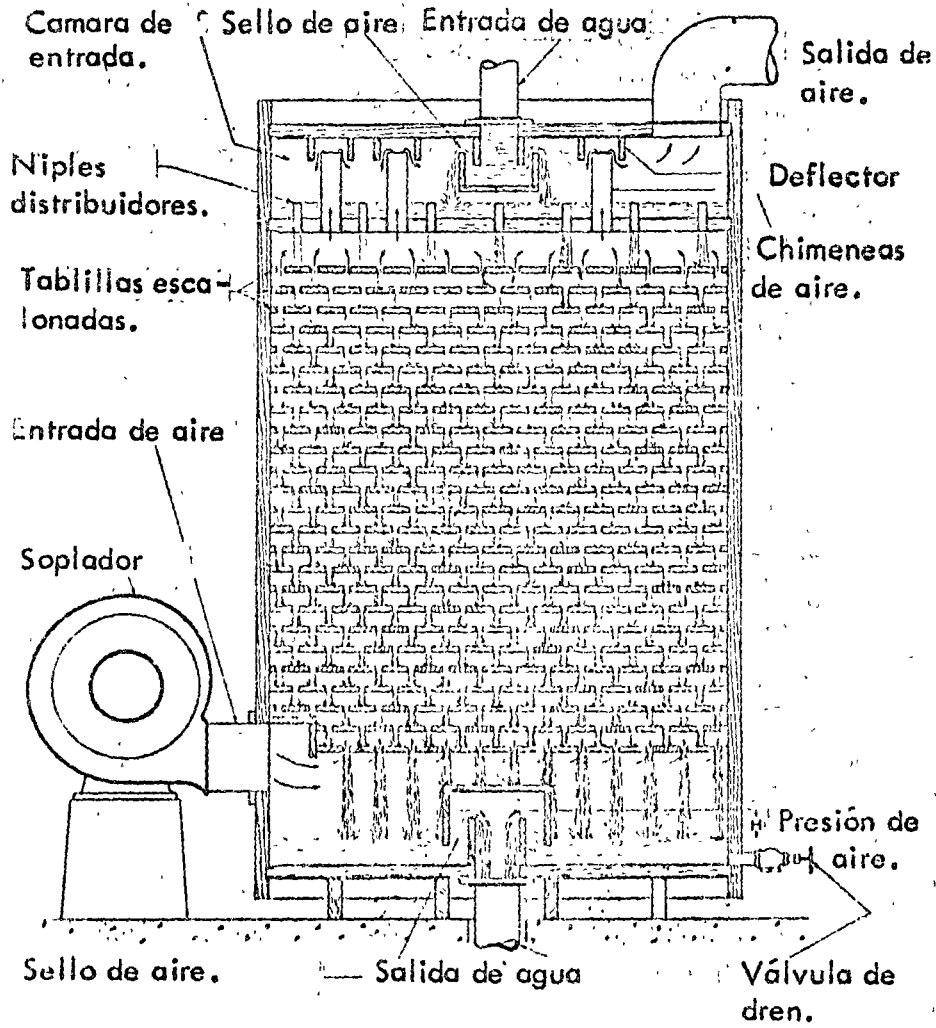


Fig. No. 18.- Corte de un desgasificador.

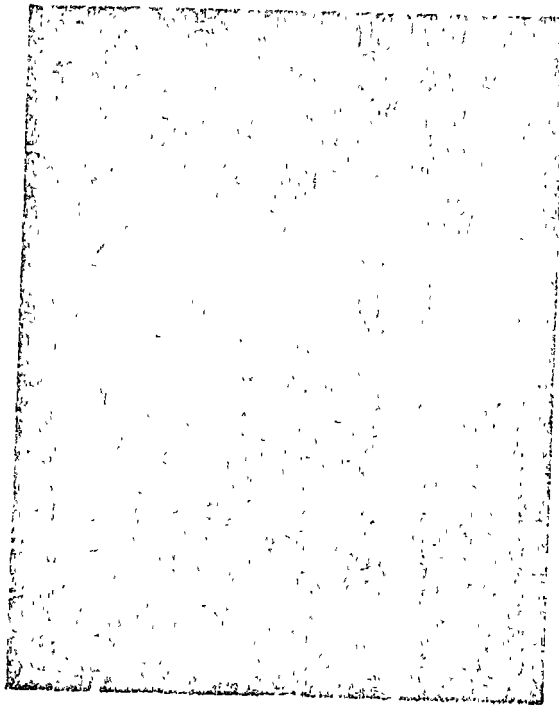


FIG. No. 19.- Fotografía aumentada de una resina  
catiónica standard.

Las resinas aniónicas son también compuestos orgánicos derivados del poliestireno y divinil-benceno combinados con una amina.

Cierto tipo de estas resinas tienen la propiedad de retener únicamente los ácidos fuertes (sulfúrico, clorhídrico y nítrico). A estas resinas se les da nomina débilmente básicas.

Las hay que además de los ácidos fuertes, retienen en su molécula los ácidos débiles como el Carbónico y el Silícico. Estas resinas se llaman Fuertemente básicas.

Dentro de las Fuertemente Básicas las hay del Tipo I, que son más resistentes a la acción de agentes oxidantes, su vida es más larga y su capacidad es de 10 a 14 kilogramos por pie<sup>3</sup>. Las del tipo II tienen mayor capacidad; entre 12 y 17 kilogramos por pie<sup>3</sup>, son más eficientes, pero más susceptibles al ataque y su capacidad disminuye más pronto.

Actualmente se prefiere la resina Tipo I por su mayor estabilidad.

El regenerante varía entre 4 y 10 libras de Sosa Caústica por pie<sup>3</sup> de resina. Las resinas débilmente básicas pueden regenerarse también con Carbonato de Sodio.

#### 2.7.4.3. OPERACION.

Como ya se indicó, el agua por desmineralizarse se introduce a presión a través de la Unidad Catiónica en donde se eliminan los cationes Calcio, Magnesio y Sodio, al atravesar la cama de resina catiónica. El efluente es un agua que lleva disueltos ácidos equivalentes a los aniones presentes del agua. Pasa por la tubería de salida y se hace llegar por la misma línea de presión al desgasificador, en donde se elimina el gas carbónico (CO<sub>2</sub>) que se formó por los bicarbonatos existentes. El CO<sub>2</sub> se elimina por medio de un caudal de aire a presión a contracorriente.

El agua descarbonatada y acidulada se recibe en un depósito que está en la parte inferior de la torre descarbonatadora.

De este depósito es enviada mediante una bomba centrífuga de acero inoxidable, a la unidad aniónica donde se eliminan los ácidos minerales, la sílice y el CO<sub>2</sub> que no alcanzó a eliminarse en el descarbonatador.

El efluente de la unidad aniónica es agua libre de sales minerales disueltas que se envía al tanque de almacenamiento de agua desmineralizada. La concentración de sólidos disueltos de esta agua es del orden de 1 a 5 p.p.m. y la concentración de sílice queda entre 0.01 y 1 p.p.m.

Cuando la resina aniónica es débilmente básica, la sílice no se reduce y el  $\text{CO}_2$  del agua desmineralizada depende de la eficiencia del descarbonatador (entre 5 y 10 p.p.m.)

#### 2.7.4.3.1. REGENERACION DE LA UNIDAD CATIONICA.

Cuando el agua que pasa por la unidad catiónica ya no intercambia totalmente los cationes por los iones Hidrógeno, la acidez del efluente (Acidez Mineral Libre) empieza a disminuir. Cuando la Acidez Mineral Libre disminuye en un 10% de la que tiene durante toda la corrida, se hace necesario regenerar la unidad ya que el agua producida no reúne las características de pureza necesarias.

Antes de proceder a regenerar la unidad, se efectúa un retrolavado a la resina, con agua cruda, a un flujo de 4 - 6 galones por minuto por pie<sup>2</sup> de área de la unidad, (163 á 245 Lts/m<sup>2</sup>).

El retrolavado tiene por objeto eliminar las impurezas que se han acumulado en la resina y eliminar las canalizaciones que pudieron formarse, lo que se consigue con la expansión y reacomodo de la resina.

El ácido de regeneración se prepara primero midiendo la cantidad de ácido en el tanque de ácido concentrado por la acción succionante del eyector.

En el tanque de ácido diluido se agrega el agua necesaria para obtener un ácido al 20% de concentración. Sobre el agua y con la línea de aire de agitación abierta, se agrega el ácido concentrado.

Por medio del eyector se succiona el ácido diluido y se introduce a la unidad generalmente a una concentración del 2 al 4%. La cantidad de ácido sulfúrico es alrededor de 5 libras por pie<sup>3</sup> de resina.

Una vez agregado el ácido se enjuaga la unidad con agua cruda hasta que la acidez mineral libre tenga un 10% arriba del valor esperado durante la corrida. En este momento se suspende el enjuagado y se pasa la unidad al servicio.

2.7.4.3.2. REGENERACION DE LA UNIDAD ANIONICA.- Cuando la capacidad de la Unidad Aniónica se agota, se procede también a regenerar la resina para restaurarle su poder de absorción de ácidos. El término de la corrida se controla por un aumento en la concentración de Sílice en las resinas fuertemente básicas, o un aumento en la conductividad para las resinas débilmente básicas.

El retrolavado de la Unidad se efectúa con agua efluente de la unidad catiónica o bien con agua suavizada, a un flujo de 3 galonés por minuto/pie<sup>2</sup> de área.

En el tanque de regeneración se prepara la solución de sosa cáustica, donde se agrega la cantidad de agua necesaria y posteriormente la sosa cáustica en escamas o sosa líquida al 50%. La concentración de la sosa en este tanque se diluye aproximadamente al 20%. El regenerante se introduce a la unidad aniónica por medio de un eyector donde se diluye a una concentración del 4%.

Después de agregada la sosa cáustica, se enjuaga la unidad con agua efluente de la unidad catiónica hasta que la sílice y la conductividad bajan a su nivel normal. Después del enjuagado se pasa la unidad al servicio.

2.7.4.4. CONTROL.- El control químico que se lleva en las Plantas Desmineralizadoras como ya se asentó, es la determinación de la Acidez Mineral Libre en la unidad catiónica, considerando agotada la unidad cuando la Acidez Mineral Libre es inferior en un 10% de la normal, considerando terminado el enjuagado cuando la acidez está en un 10% arriba de la Acidez Mineral Libre normal.

En la Unidad Aniónica el control se lleva mediante la determinación de sílice, considerándose agotada cuando el valor se aumenta en un 100% del valor normal. Este valor normal varía desde 0.01 a 1 p.p.m.

Además se encuentra instalada en la línea de agua desmineralizada una celda de conductividad para efectuar esta determinación que indica la pureza del efluente. Cuando alguna de las dos unidades se agota, la conductividad se eleva.

Por medio de medidores de agua colocados a la entrada de la unidad catiónica y a la salida de la aniónica, se conoce el número de litros que pasan por las unidades. De esta manera se conoce la capacidad efectiva de cada unidad, la que previamente se determina mediante los análisis químicos ya indicados.

2.7.4.5. CONTROL DE FLUJO.- En la línea de descarga de la Unidad Catiónica al Desgasificador se instala una válvula de diafragma que funciona de acuerdo con el nivel del tanque de almacenamiento del desgasificador, cerrando cuando el tanque llega a un nivel superior y abriendo cuando el agua baja hasta determinado nivel inferior. La válvula de diafragma se opera con presión de agua o de aire a través de una válvula solenoide conectada eléctricamente con el interruptor de nivel del tanque.

También puede tener la unidad aniónica una válvula de diafragma - - operada a través del conductímetro instalado en la salida de la unidad. Esta válvula cierra cuando la conductividad del agua es más alta del valor normal, y abre cuando alcanza dicho valor.

La bomba que alimenta la unidad aniónica se controla también mediante el nivel del tanque de agua del descarbonatador, arrancado a un nivel medio y parando a un nivel inferior o cuando se encuentra lleno el tanque de almacenamiento de agua desmineralizada.

2.7.4.6. APLICACION.- El agua desmineralizada se emplea para la alimentación de las calderas en Plantas de Vapor que no han sido provistas de evaporador. La calidad del agua en muchos casos es superior a la del agua producida en los evaporadores. El proceso de desmineralización es conveniente en calderas que operan de 900 a 1400 lbs./pulg<sup>2</sup>. y muy útil en calderas que operan arriba de 1400 libras.

La desmineralización se prefiere a la evaporación, desde el punto de vista económico, cuando se trata de aguas hasta con 300 p.p.m. de sólidos disueltos. Si los sólidos se encuentran entre 300 y 500 p.p.m. es necesario hacer un balance económico. Cuando el agua contiene más de 500 p.p.m. de sólidos, resulta ventajosa la evaporación debido al fuerte gasto por concepto de regenerantes.

Cuando se requiere un agua desmineralizada de óptima pureza y el mínimo contenido de sílice (0.01 p.p.m.), especialmente cuando el agua se va a emplear en calderas de alta presión, es conveniente instalar después de la unidad aniónica una unidad pulidora llamada también de camas mezcladas. Esta unidad es un tanque que tiene en su interior mezcladas la resina catiónica y la aniónica fuertemente básica. El agua al pasar por esta unidad equivale a pasarla muchas veces a través de las unidades catiónicas y aniónicas. Cuando las resinas que se encuentran mezcladas se agotan, se separan por diferencia de densidades mediante el retrolavado y de este modo pueden regenerarse por separado.

Otros arreglos intercalan después de los tanques catiónico, descarbonador y aniónico, otro banco de unidad catiónica y unidad aniónica.

Con aguas bajas en bicarbonatos, se puede eliminar el descarbonador pasando directamente el agua de la unidad catiónica a la aniónica, o bien se intercala entre estas unidades una unidad con resina débilmente básica.

**2.7.4.7. PROBLEMAS Y MANTENIMIENTO.-** El principal problema en la operación de los desmineralizadores es la contaminación de las resinas, que se refleja en una pérdida de la capacidad parcial o total.

Las resinas catiónicas pueden contaminarse con la materia orgánica del agua disminuyendo su capacidad, así como con los cationes fierro, manganeso y aluminio en estado trivalente, que se absorben por la resina y no se eliminan fácilmente durante la regeneración.

El cloro residual ataca a las resinas de tipo de carbón sulfonado oxidándola. La concentración de Cloro máxima que debe llegar a la resina es de 0.1 p.p.m.

Una resina catiónica oxidada ya no puede recuperar su poder de intercambio. Cuando está contaminada con materia orgánica se le da un tratamiento de desinfección a base de lavados con soluciones de sosa cáustica al 5% conteniendo 1% de Sulfito de Sodio. Las resinas poliestirénicas pueden lavarse con soluciones diluidas de Hipoclorito de sodio.

Cuando la resina está recubierta de Sulfato de Calcio por formación de depósitos durante la regeneración, se hacen lavados con soluciones diluidas de Acido Clorhídrico.

Las resinas Aniónicas pueden sufrir descomposiciones de su estructura molecular y contaminaciones.

La descomposición puede ser motivada por oxidación con el Cloro libre del agua, o por el Oxígeno y por regenerarlas a temperaturas superiores al límite de operación (40 ó 50°C). Se aconseja eliminar estos factores para prevenir los ataques. El cloro libre debe tener como máximo una concentración de 0.1 p.p.m.

La contaminación de las resinas pueden ocasionarla, la materia orgánica, el fierro y la sílice.

La eliminación de estos contaminantes se lleva a cabo por diversos procedimientos.

La materia orgánica se elimina con tratamientos de desinfección con soluciones de cloruro de sodio en caliente. El agua de alimentación a la desmineralizadora debe tratarse con objeto de que el contenido de materia orgánica no sea superior a 5 p.p.m. para prevenir al máximo esta contaminación. Con el adelanto de las resinas porosas la materia orgánica se elimina más fácilmente durante las regeneraciones.

El fierro puede llegar a la resina por ataque ácido de alguna tubería desnuda y puede eliminarse por medio de lavados con soluciones de ácido clorhídrico.

La sílice que se atrapa en los granos de resina por regeneración insuficiente y que contamina el efluente gradualmente por hidrólisis, puede eliminarse empleando mayor cantidad de sosa en la regeneración y en caliente.

Es conveniente tener siempre una carga de resinas de repuesto, para cambiarla de inmediato en caso de descomposición o contaminación, o reponer los faltantes en caso de pérdidas por fugas durante los lavados.

Los diafragmas de las válvulas deben reemplazarse cuando presenten fugas.

Deben tenerse en existencia algunas partes de los medidores, para cambiarlas cuando sea necesario.

Cuando el forro de hule de los tanques o de alguna tubería se desprenda o rompa, debe arreglarse de inmediato para prevenir la corrosión del metal y la contaminación de las resinas por fierro.

Cuando la operación es automática deben tenerse repuestos de diafragma de válvulas, conexiones para aire y válvulas solenoide.

**2.7.5. DESALCALINIZADORES.** - Son unidades de intercambio de iones - que además de eliminar la dureza reducen también la alcalinidad.

En aplicaciones como en agua de repuesto a los evaporadores, la alcalinidad del agua es un inconveniente, debido a que al aumentar las concentraciones la alcalinidad aumenta proporcionalmente. El agua demasiado alcalina al hervir, tiene tendencia a la formación de espuma y provoca arrastres de sólidos con el vapor y la consiguiente contaminación.



Para mantener baja la alcalinidad del agua del evaporador, es preciso hacer purgas frecuentes que ocasionan pérdidas de calor considerables.

En este caso resulta conveniente la instalación de estas unidades desalcalinizadoras.

Básicamente constan de una unidad catiónica regenerada con sal y una Unidad Aniónica regenerada también con sal.

El agua al pasar por la Unidad Catiónica cambia las sales de calcio y magnesio por sales de sodio. Inmediatamente pasa a la Unidad Aniónica, donde todos los aniones se transforman a cloruros, resultando un efluente conteniendo una concentración de Cloruro de Sodio equivalente a los sólidos totales disueltos del agua cruda.

Ambas resinas pueden estar mezcladas en una sola unidad.

La alcalinidad puede también disminuirse y controlarse con 2 unidades catiónicas operando una en el ciclo de sodio y la otra en el ciclo de Hidrógeno. Los efluentes de ambas unidades se mezclan en proporción tal, que los ácidos del efluente de la Unidad de Hidrógeno neutralicen la alcalinidad del agua que sale de la Unidad de Sodio hasta el valor requerido. Posteriormente se hace pasar la mezcla de aguas a través de un desgasificador donde se elimina el  $\text{CO}_2$ .

Por este sistema se elimina la dureza, la alcalinidad y se reducen los sólidos en proporción a la alcalinidad eliminada y a los cationes intercambiados por Hidrógeno.

Otros sistemas de eliminación de la alcalinidad son los siguientes:

a). - Inyectando ácido sulfúrico en la línea del efluente de una unidad suavizadora trabajando en el ciclo de Sodio pasando después a un desgasificador.

b). - Usando una unidad catiónica con resina débilmente ácida regenerada con ácido, pasando el efluente a un desgasificador y posteriormente por una zeolita de sodio. En la unidad débilmente ácida se eliminan los cationes de las sales que están combinadas únicamente con los ácidos débiles como el Carbónico.

2.7.6. EVAPORADORES.- La evaporación es el sistema más empleado actualmente para producir agua de buena calidad como repuesto para calderas. El sistema consiste en producir agua destilada mediante el calentamiento con vapor de extracción de la turbina. Para una buena operación es necesario que el agua que alimenta a los evaporadores esté libre de dureza con objeto de evitar incrustaciones, la alcalinidad y sólidos totales se encuentren en concentración moderada para evitar los arrastres que contaminan el vapor producido, y para reducir al mínimo las purgas que son causa de pérdida de calorías.

En algunos casos se trata internamente el agua del evaporador con fosfatos que eliminan la dureza residual del agua producida por los suavizadores y con sustancias antiespumantes y dispersantes de lodos.

Algunos evaporadores toman el agua con cierto grado de dureza y las incrustaciones se eliminan periódicamente drenando en forma rápida la unidad, admitiendo vapor a los tubos hasta que se seque la incrustación y se calienten adicionando en seguida agua fría sobre los tubos calientes. La contracción de la tubería ocasiona el desprendimiento de las incrustaciones. Sin embargo este sistema sólo es recomendable en los evaporadores especialmente diseñados para este objeto y tiene la desventaja de que se pierde tiempo de producción de agua evaporada.

Los evaporadores consisten de un cuerpo cilíndrico de acero, horizontal o vertical, con cabezas abombadas, con conexiones para entrada de agua de alimentación, salida de vapor producido por el evaporador, entrada de vapor de calentamiento y salida para condensado y purgas.

El vapor producido se condensa en un cambiador de calor separado o bien se envía en forma de vapor al deaerador donde finalmente se condensa.

Los distintos tipos de evaporador son los siguientes:

2.7.6.1. DE SERPENTINES.- Consisten de un cuerpo de acero o fierro que tiene en la parte superior un domo que sirve de cámara para coleccionar el vapor. El calentamiento del agua se hace por medio de serpentines de vapor sumergidos en el seno del agua. Los serpentines se conectan a cabezales superior e inferior. Los múltiples se atornillan a una puerta del cuerpo del evaporador del modo que los serpentines se pueden desconectar del cuerpo para inspección o reparación. Por encima de los serpentines se instalan mamparas para prevenir arrastres de agua con el vapor.

2.7.6.2. DE TUBOS DOBLADOS.- Este tipo está diseñado para operar en vacío o a baja presión. Los tubos están sumergidos en el agua y se instalan con una curvatura ligera y fijados en los extremos a 2 cabezales. Los cambios de temperatura incrementan la curva de los tubos. El cuerpo cilíndrico horizontal tiene una tapa removible para tener acceso a los elementos de calentamiento. En la parte de los tubos lleva una mampara que previene las proyecciones de agua por una ebullición violenta. Esta mampara dirige el vapor liberado hacia los lados del cuerpo del evaporador hasta el espacio de vapor, disminuyendo la humedad. En la parte superior se tiene además un separador centrífugo por donde pasa todo el vapor.

2.7.6.3. DE TUBOS SUMERGIDOS.- Se usa para instalaciones grandes donde se genera vapor de proceso. El vapor producido en las calderas se condensa en los serpentines y se retorna el condensado nuevamente a las calderas. También puede emplearse vapor de extracción de una turbina de alta presión y producir vapor de baja presión para proceso o que al condensarlo sirve para alimentación de calderas.

Los serpentines son flexibles y con suficientes curvas por serpentín para permitir las desincrustaciones. Estos serpentines están unidos a cabezales horizontales soportados por estructuras de acero montados sobre ruedas que se deslizan sobre rieles.

Se instalan mamparas para eliminar arrastres de sólidos.

2.7.6.4. DE TUBOS CURVOS.- El cuerpo de este evaporador es de dimensiones tales que permite una área grande de liberación de vapor y los tubos operan completamente sumergidos.

Tiene un registro para dar acceso al exterior del haz de tubos. Las placas soportes del haz de tubos son de tipo flotante por lo que se mueven libremente junto con los movimientos del haz de tubos. Los tubos tienen una curva inicial. La tubería de vapor interna tiene curvas para compensar la expansión. El agua de alimentación se rocía por un sistema de espreas interiores que distribuyen el agua sobre la superficie de la masa líquida.

El vapor producido al elevarse de la superficie de evaporación pasa a través de la cortina de agua de alimentación donde se lavan las gotas de agua concentrada que arrastra. Esto contribuye a la purificación del vapor por reducción de la concentración de impurezas antes de que pase al separador. El agua de alimentación ayuda a prevenir la espuma.

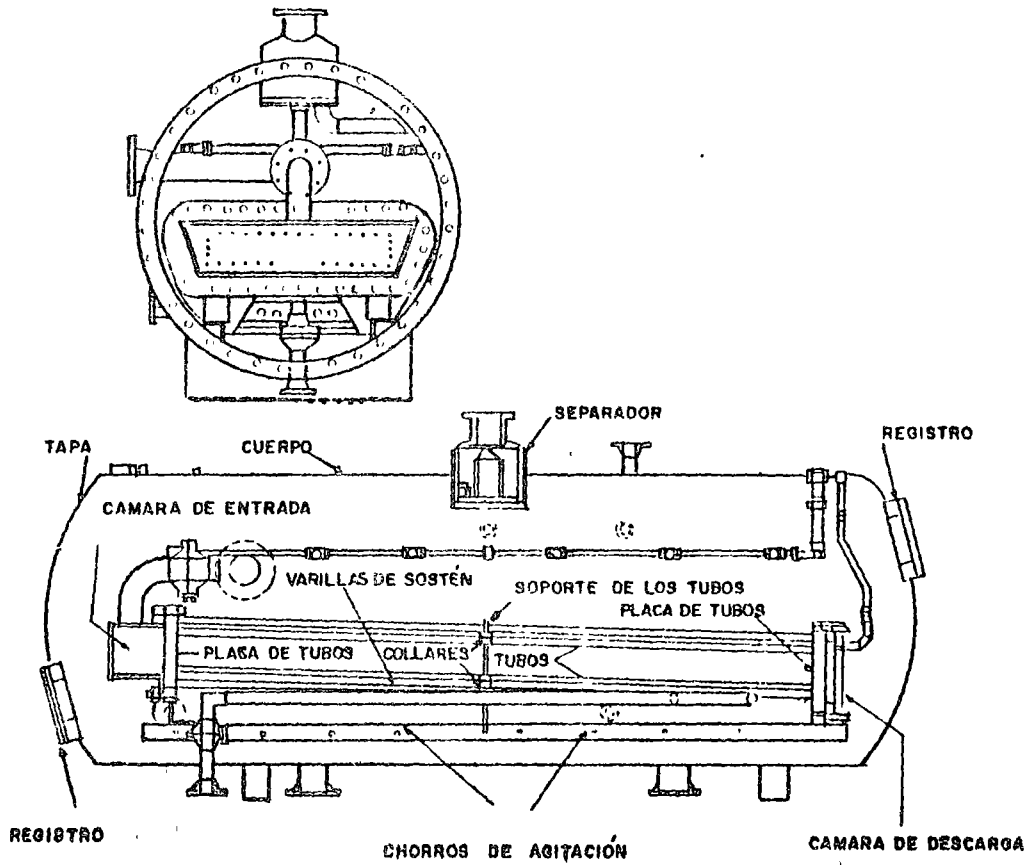


FIG. No 20.- Corte de un evaporador de tubos curvos

La purificación final se hace en el separador centrífugo.

**2.7.6.5. DE TUBOS HORIZONTALES CON CASQUETES SEPARADORES DE VAPOR.** En este tipo de evaporador los tubos horizontales en U se instalan en una placa de modo que el haz completo se puede retirar. El haz tiene soportes que se mueven sobre carriles.

El nivel del líquido se mantiene en la hilera superior de tubos. El agua de alimentación entra por el fondo del tanque pasando por el haz de tubos que llevan en su interior vapor para el calentamiento.

La unidad tiene una línea superior de agua fría con espumas distribuidas, para la desincrustación.

El vapor producido pasa por unos casquetes montados sobre una cubierta. Los casquetes rompen la corriente de vapor en pequeñas burbujas que pasan por el agua de lavado de la cubierta, depurando el vapor. El agua de lavado se descarga al evaporador a través de un sello de agua.

La operación de los evaporadores puede ser de efecto sencillo donde el vapor producido se condensa para alimentarlo a la caldera, o de efecto múltiple donde se instalan 2 o más unidades en serie. El vapor producido por un evaporador se condensa en el serpentín de calentamiento del evaporador siguiente que opera a menor presión. El agua evaporada de cada paso va a un cabezal común.

### 2.7.7. DEAEREACION . -

Ciertos gases principalmente el oxígeno, el bióxido de carbono y el amoniaco, se encuentran disueltos en el agua de repuesto a calderas y en el condensado, acelerando sus propiedades corrosivas, en proporción a la cantidad disuelta.

Es absolutamente indispensable la disminución de la concentración de estos gases hasta los valores más bajos posibles, principalmente el oxígeno, que es el más agresivo. Esto se consigue mediante la deaeración mecánica, por medio de aparatos denominados deaeradores o desaeradores y que son equipos que se encuentran en toda instalación Termoeléctrica de Vapor.

Los tipos de deaeradores se dividen en:

**2.7.7.1. CALENTADORES ABIERTOS.** - Los calentadores de este tipo, reducen el oxígeno disuelto del agua hasta 0.03 ml. por litro. El calentamiento del agua se efectúa pasándola en sentido descendente a través de charolas contenidas en un tanque de acero o por pulverización del agua dentro del calentador. El calentamiento se efectúa con vapor de baja o media presión.

En vista de que la solubilidad del oxígeno y de los otros gases contenidos en el agua se reduce enormemente por el calentamiento, éstos se liberan del agua y se escapan a la atmósfera. El vapor de agua y los gases pasan a través de un condensador para recuperar el vapor condensado y reducir las pérdidas de calor. El agua deaerada se colecta en la parte inferior del tanque de donde es bombeada.

**2.7.7.2. CALENTADORES DEAERADORES.**— Estos equipos llamados también únicamente Deaeradores, son similares a los Calentadores Abiertos; pero diseñados para eliminar casi totalmente el oxígeno (0.005 ml. por litro) y reducir a valores muy bajos el CO<sub>2</sub> y demás gases disueltos en el agua de alimentación. La mayor eficiencia de estos deaeradores se consigue al adaptarles suficiente área de deaeración y tiempo de contacto.

Existen los diseños de charolas (Tray-Type) y de aspersión (Spray-Type)

En los deaeradores de charolas, el agua es calentada haciéndola descender en cascada sobre una serie de charolas sobrepuestas en el seno de una atmósfera de vapor. Los hay de flujo a contracorriente, flujo cruzado y flujo paralelo. En el deaerador de flujo a contracorriente el vapor se dirige en sentido contrario a la corriente descendente de agua. En el flujo cruzado se emplean 2 bancos de charolas. El flujo de vapor cruza el banco inferior y pasa en sentido ascendente a través del banco superior. En el de flujo paralelo, el vapor pasa en sentido descendente y paralelo al flujo de agua que atraviesa las charolas.

Los deaeradores de aspersión son de diseño vertical y horizontal.

En ellos pasa el agua a través de espreas que pulverizan el agua en el seno de un espacio de vapor donde el agua se calienta y deaerea hasta menos de 0.3 ml. de oxígeno por litro. Esta agua caliente fluye posteriormente a un compartimiento donde toda el agua es estregada por el vapor de entrada al deaerador. El agua deaerada pasa a la parte inferior donde se almacena y se bombea a la caldera.

Los deaeradores horizontales son de atomización en los cuales el deaerador propiamente dicho es un deaerador vertical colocado en la parte superior de un tanque horizontal que sirve como tanque de almacenamiento.

Los hay horizontales también de tipo de charolas. Estos consisten de un cilindro de acero, horizontal, con los elementos de charolas deaeradoras colocadas en la parte superior del tanque, dejando la parte inferior como almacenamiento de agua deaerada. Las charolas se construyen en un depósito cerrado con lo que protege al cuerpo del deaerador de la acción corrosiva de los gases.

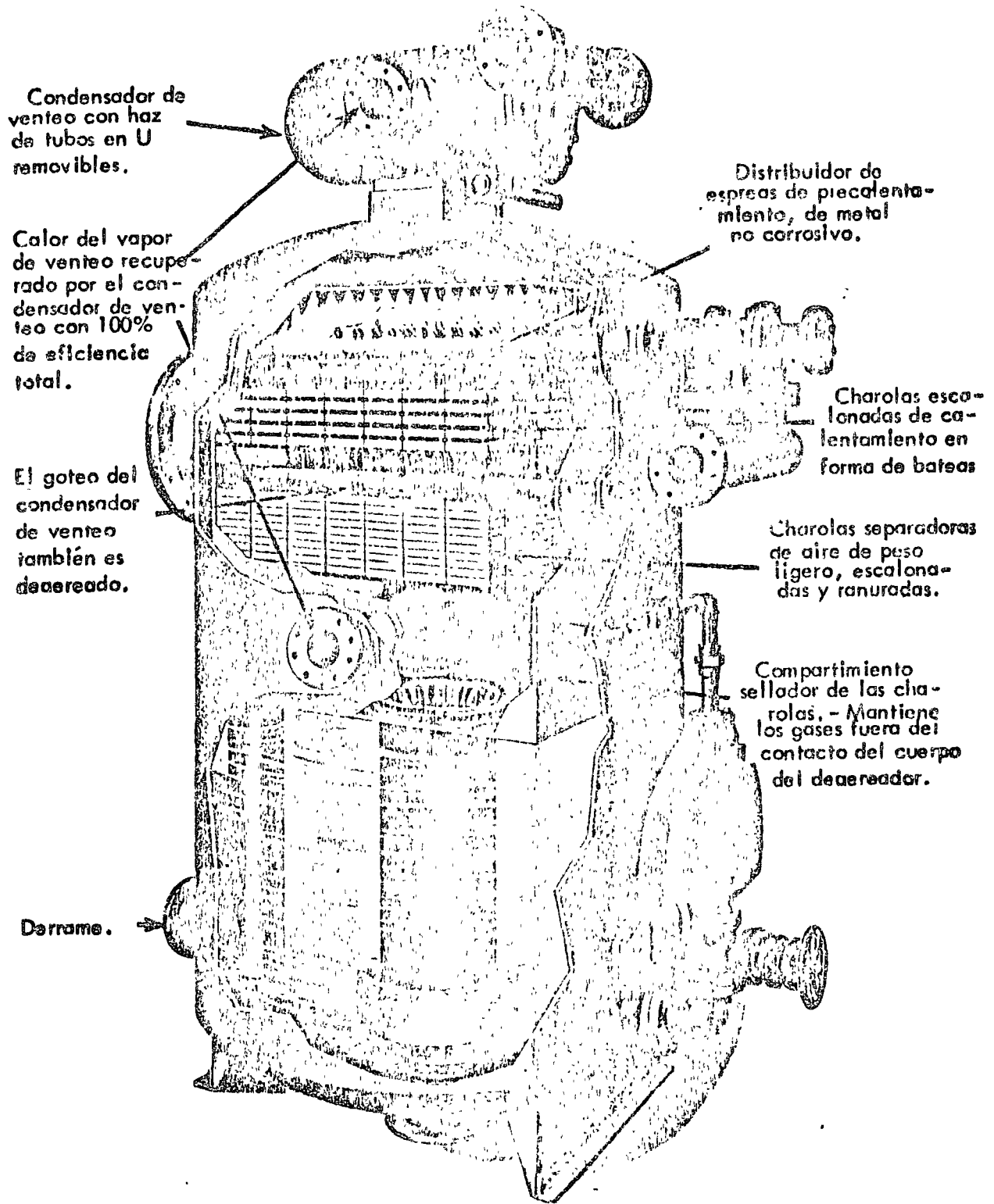


Fig. No. 21  
Corte de un deaerador vertical de charolas mostrando  
las partes internas.

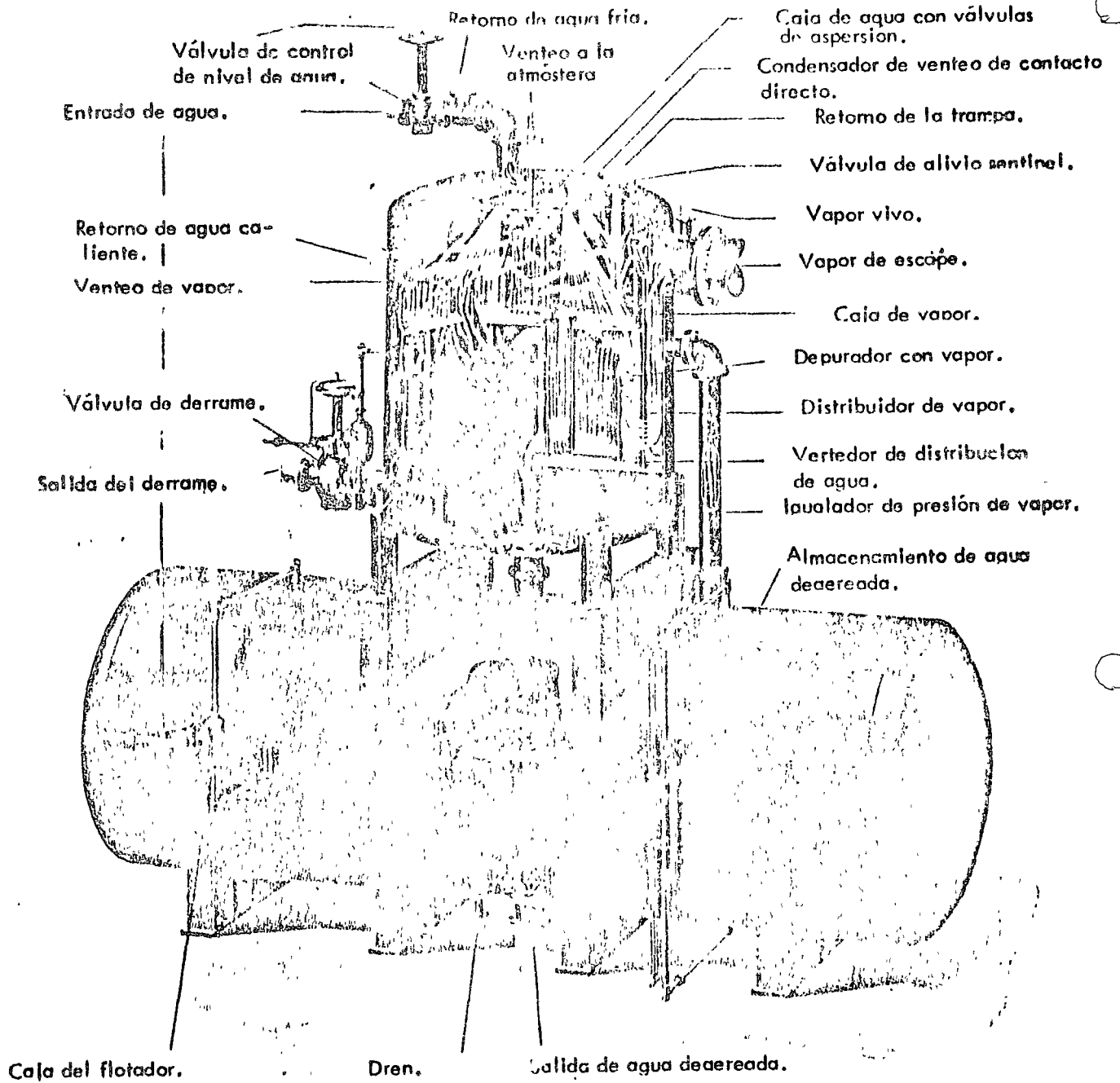


Fig. No. 22 - Deaerador de aspersión con tanque de oscilación horizontal.



Los deaeradores cuentan con accesorios esenciales para una operación satisfactoria: Estos son el condensador de vapor para los gases de escape, válvula de control de nivel para el depósito de almacenamiento, válvula de derrame, válvula de alivio, Separador de Aceite, indicador de nivel y manómetros.

**2.7.7.3. CONDENSADORES DEAERADORES.** - En muchas Plantas la eliminación de gases no condensables se efectúa en el pozo caliente del condensador principal. Este tipo de deaeración es muy conveniente cuando el repuesto es bajo y donde existe además deaeración química.

En este sistema el condensado se vierte a través de una atmósfera de vapor donde se liberan los gases que se expulsan en un eyector de aire. El oxígeno residual en estos condensadores deaeradores llega hasta 0.03 ml. por litro.

#### **2.7.8. POTABILIZADORES DE AGUA DE MAR.**

Para aliviar la escasez de agua de muchas partes del mundo se ha recurrido a la obtención de agua dulce a partir del agua de mar que es una fuente inagotable. Varios sistemas se han desarrollado para hacer agua potable pero todos ellos adolecen de la desventaja de la incosteabilidad tratándose de volúmenes muy grandes.

Los métodos que se han desarrollado son:

##### **2.7.8.1. CONGELACION.** -

Una ventaja de este método es que al congelar el agua se consume menos energía que al evaporarla y que en la manipulación del agua a baja temperatura son menores los problemas de incrustación y corrosión. Sin embargo, los costos iniciales de una planta de eliminación de sales por congelación son mayores que los de una unidad evaporadora de la misma capacidad.

La técnica consiste en convertir rápidamente el agua de mar en finos cristales de hielo. El líquido salino se adhiere a la superficie de los cristales donde puede ser lavado con agua limpia. Actualmente se haya este proceso en plantas de experimentación donde se ensayan distintos métodos de aplicar la refrigeración y de separar las sustancias salinas de los cristales de hielo.

##### **2.7.8.2. ELECTRODIALISIS.** -

Esta técnica aprovecha la propiedad de la ionización de las sales disueltas. El agua que entra al sistema pasa a través de una serie alterna de membranas anódicas y catódicas. Los iones de sodio se dirigen al cátodo y los iones cloruro se dirigen a los ánodos. Se extraen las sales en diversas direcciones dejando la corriente principal de agua con una concentración de 300 a 500 p.p.m. El costo de purificación por este proceso es muy elevado.

### 2.7.8.3. EVAPORACION INSTANTANEA. -

En este procedimiento el agua de mar se hace pasar a través de cambiadores de calor calentados con vapor producido por una caldera, donde el agua se calienta a temperaturas de 82-85°C.

El agua de mar se circula por una bomba a través de una serie de cambiadores de calor donde se va calentando gradualmente por el vapor que se condensa producido en una serie de cámaras de evaporación instantánea. El calentamiento final se efectúa por medio de un suministro externo de vapor. Este vapor puede provenir de la extracción de una turbina. El agua así calentada se hace pasar por las cámaras de evaporación que operan a presiones progresivamente decrecientes.

En estas cámaras tiene lugar la evaporación instantánea del agua y el vapor se condensa en los cambiadores de calor que tiene cada cámara y que calientan el agua de alimentación.

La mayor parte del agua de enfriamiento usada se desecha; pero una porción de ella (200 a 220% de la cantidad de destilado) se descarga como alimentación a las cámaras de evaporación de baja presión.

El exceso de salmuera se descarga continuamente del sistema, por la válvula de purga. Si la alimentación es 200% de la producción de destilado, la purga será de un 100% del destilado producido, y la salmuera que circule en el evaporador se concentra 2 veces.

El destilado producido en cada calentador se pasa de una etapa a la otra y se extrae en la última etapa por la bomba de extracción de destilado. El condensado producido en la cámara de calentamiento del suministro de calor, se regresa al sistema de condensado para alimentarse a la caldera.

Se requiere un eyéctor o bomba de vacío para mantener el vacío requerido.

Los tubos de los cambiadores de calor son generalmente de latón o aluminio, rolados en placas de latón. Si el agua contiene arena o algún material corrosivo, se pueden emplear tubos de cupro-níquel. Los calentadores y cámaras de evaporación instantánea se construyen de acero dulce.

Los volúmenes de destilado producido son desde 5,000 hasta 250,000 Kg. por hora.

Las incrustaciones se evitan limitando las concentraciones a una máxima de 2.5 ó 3 para evitar los depósitos de  $\text{CaSO}_4$  y  $\text{CaCO}_3$ , y dosificando 5 p.p.m. de Hagevap L.P. que es una combinación de polifosfatos dispersantes orgánicos y anti-espumantes. Los ligeros depósitos que se producen en los tubos después de una operación prolongada usando Hagevap L.P. se diferencian de la incrustación dura y gruesa que se produce por un agua de mar sin tratar a altas temperaturas. Estos depósitos se limpian fácilmente con cepillo, pero se pueden limpiar sin interrumpir la operación.

Si se quiere operar a mayor temperatura, es necesario dosificar ácido sulfúrico y desgasificar para eliminar el  $\text{CO}_2$ .

Para evitar la corrosión por oxígeno y bióxido de carbono remanente se decarea el agua de repuesto. La etapa última que es donde se alimenta el repuesto, está diseñada para que actúe como un decareador.

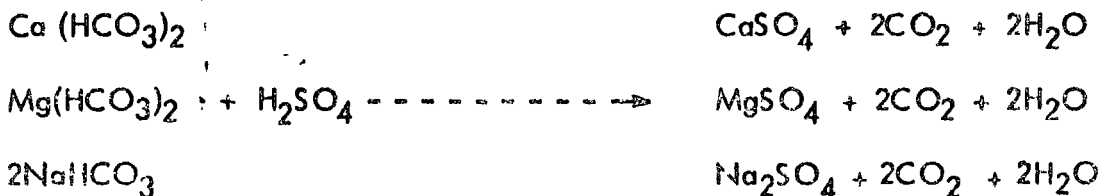
La operación y el control de la unidad es muy simple. Una vez que se alcanza el vacío necesario y que la planta comienza a producir, el operador establece la producción del destilado, ajustando la circulación de la salmuera, el vapor de suministro de calor, el flujo de alimentación y la dosificación de Hagevap L.P. o de ácido. Las purgas se controlan automáticamente.

La planta puede operarse en forma semi - o totalmente automática.

### 2.7.9. DOSIFICACION DE ACIDO A TORRES DE ENFRIAMIENTO.

Un sistema de tratamiento muy común para el agua de repuesto a las torres de enfriamiento consiste en la adición de ácido sulfúrico con objeto de eliminar la alcalinidad y evitar que los Bicarbonatos de Calcio y Magnesio se transformen a Carbonatos por efecto de calentamiento y se depositen como incrustaciones en las superficies de intercambio de calor, es decir, en los tubos del Condensador.

Las reacciones que tienen lugar son las siguientes:



Los bicarbonatos se transforman en Sulfatos de Calcio, Magnesio y Sodio. Los 2 últimos son muy solubles y por lo mismo no se toman en consideración para el control de concentraciones. La solubilidad de Sulfato de Calcio es de 1200 p.p.m. expresado como  $\text{CaCO}_3$ , por lo que es necesario mantener en el agua de circulación un valor en la concentración de Calcio por debajo de este límite para evitar que se deposite en forma de incrustación.

2.7.9.1 EQUIPO. - El ácido sulfúrico se adiciona al agua de repuesto por medio de una bomba dosificadora de un material resistente al ácido sulfúrico concentrado.

La bomba puede ser del tipo de pistón con válvulas de bola en la cabeza de succión y descarga. El material de construcción puede ser de acero con balas y asientos de acero inoxidable y pistón de Hastelloy o de Cerámica.

También pueden ser las bombas del tipo de diafragma hecho de materiales especiales como el Pentón, Teflón o Hipalon. El cuerpo de la bomba que está en contacto con el ácido puede ser de acero inoxidable o de plásticos especiales resistentes al ácido sulfúrico concentrado. Los impulsos del diafragma ejercen la succión y descarga del ácido a través de las válvulas.

El movimiento de la bomba se hace por medio de un motor eléctrico acoplado a un reductor de velocidad, que se conecta a la biela y ésta transmite el movimiento al émbolo de la bomba o al pistón que está conectado con el diafragma.

La dosificación del ácido se hace automáticamente y en forma proporcional al flujo de agua de repuesto. El sistema consiste de un medidor de agua instalado en la línea de agua de repuesto. Este medidor puede ser del tipo de orificio, del tipo de disco o de turbina e intercalado directamente en la línea y tienen por objeto totalizar el agua que pasa a través de la tubería. Al paso de un determinado número de litros el medidor envía una señal eléctrica a un reloj programador (Timer) y éste hace actuar un relevador que cierra el circuito eléctrico del motor de la bomba dosificadora.

Cada vez que el medidor envía su señal, trabajará la bomba durante un tiempo determinado por la posición del reloj (Timer).

Las variaciones para ajustar la dosificación se pueden llevar a efecto aumentando o disminuyendo la carrera de la bomba o variando el tiempo de trabajo de la misma mediante la posición del programador. Es importante que la colocación del programador no sea nunca mayor que el intervalo entre contactos al flujo máximo puesto que esto ocasiona que se envíe la señal eléctrica antes de que deje de operar la bomba, resultando un trabajo continuo de la bomba pero no proporcional al flujo de agua.

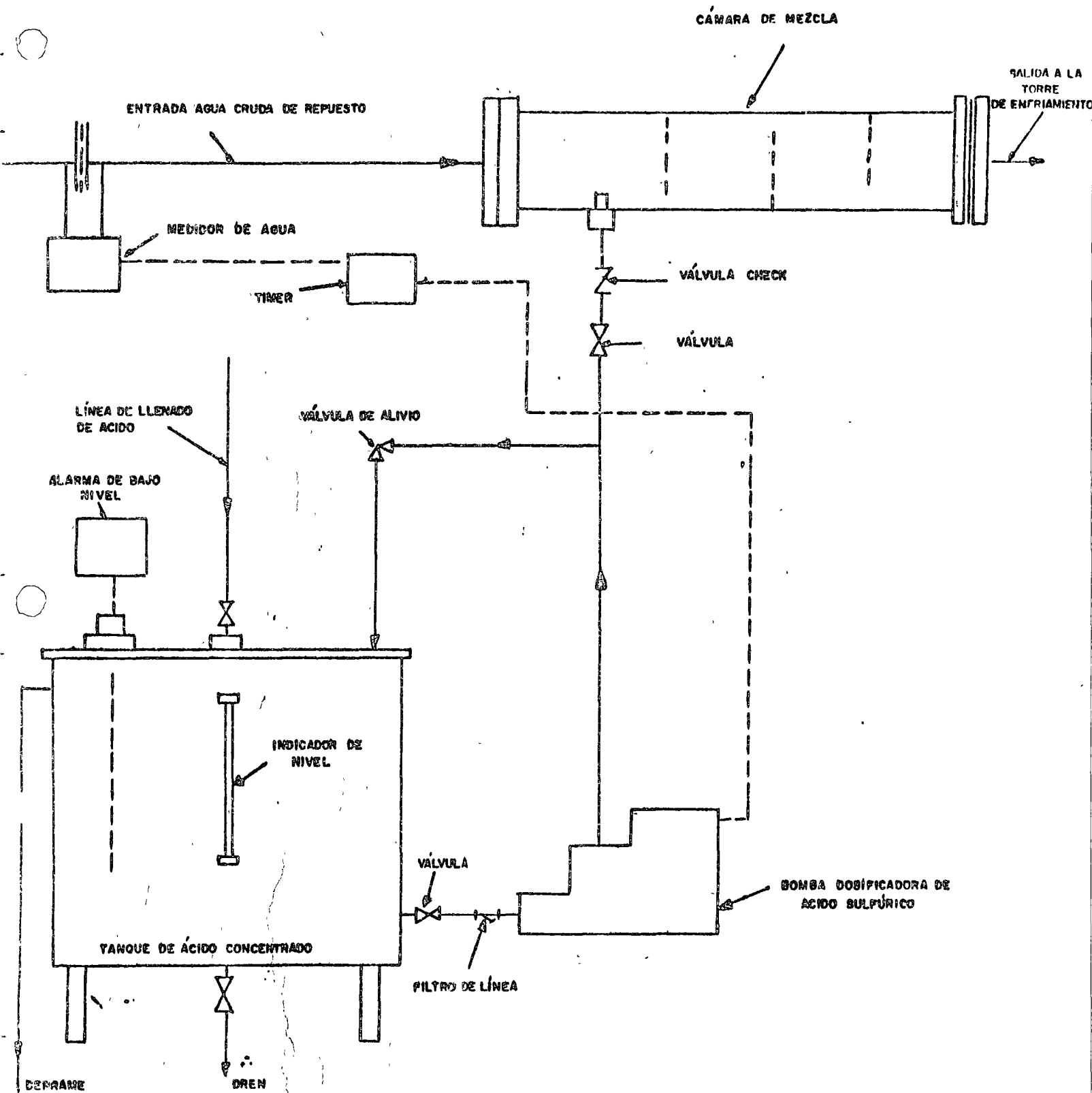


FIGURA Nº 23. DIAGRAMA DE DOSIFICACION DE ACIDO SULFÚRICO CON CAMARA MEZCLADORA

Es conveniente que la colocación del reloj programador sea de tal modo, que la bomba opere lo más continuo posible pero dejando un tiempo muerto entre el término de tiempo fijado por el programador y la nueva señal del medidor.

El ácido se envía de la bomba por una tubería paralela a la línea de agua de repuesto y se descarga en la salida de esta agua por medio de un difusor terminal de material resistente al ácido concentrado y diluido.

También puede enviarse el ácido de la bomba, a una cámara de dilución forrada interiormente de hule o de plomo, la cual está conectada a una derivación de la línea principal. Esta derivación se toma antes de un orificio instalado en la línea de agua. El ácido diluido pasa a la línea principal por una tubería que se conecta después del orificio; adelante se encuentra una cámara de mezcla instalada también en la línea principal, en donde por medio de mamparas el ácido se diluye aún más con el flujo principal de agua.

**2.7.9.2. CONTROL.** - La dosificación de ácido al agua de repuesto se controla mediante el análisis practicado al agua de circulación. Las determinaciones que se efectúan son la alcalinidad total y el pH que deben estar entre los valores de 40 a 60 p.p.m. como  $\text{CaCO}_3$  para la alcalinidad y de 7.0 a 7.5 para el pH.

Para evitar las incrustaciones, se efectúan análisis de dureza de calcio debiendo mantenerse mediante purgas un valor máximo de 1000 p.p.m. como  $\text{CaCO}_3$ . Los sólidos totales también se determinan por conductividad para evitar concentraciones elevadas de más de 2000 p.p.m.

Con todos estos análisis se puede calcular el índice de saturación del agua llamado índice de Langelier que es un método muy práctico para controlar el agua contra posibles incrustaciones o corrosiones. Mediante el empleo de una tabla se calcula este índice partiendo del análisis del agua y debe procurarse mantenerse en valores ligeramente positivos del orden de 0.1 a 0.5.

Cuando el índice de Langelier es positivo, el agua tiene propiedades incrustantes; si es negativo, el agua tiene propiedades corrosivas.

Se ayuda al tratamiento de ácido sulfúrico por medio de una dosificación de Hexametáfosfato de Sodio o algún otro Polifosfato cuya dosificación también puede hacerse mediante una bomba automática y proporcionalmente al flujo de agua. La dosificación varía de 5 a 15 p.p.m. como  $\text{PO}_4$ . El hexametáfosfato se combina con las sales de calcio formando compuestos solubles que no precipitan. También tiene la propiedad de formar una película protectora que inhibe la acción corrosiva del agua.

La dosificación de ácido se emplea para el tratamiento de aguas de repuesto a torres de enfriamiento, principalmente cuando el agua es de baja dureza y alta o baja alcalinidad, substituyendo al tratamiento de cal en frío por ser aquel un equipo de menor costo.

Recientemente se han desarrollado nuevos sistemas de tratamiento de agua de enfriamiento, basados en la formación de una superficie pasiva del metal que lo protege de ulterior oxidación.

Estos sistemas emplean principalmente cromatos en combinación con otros inhibidores catiónicos o aniónicos.

El llamado tratamiento dianódico es uno de éstos y utiliza una combinación de fosfatos y cromatos en concentraciones de 40-60 p.p.m. (40 p.p.m. de  $\text{PO}_4$  y 20 p.p.m. de  $\text{CrO}_4$ ) a un pH entre 6.0 y 7.3. También se emplean otros sistemas que son variantes del dianódico estos son el Fosfato-Dianódico, Zinc-Dianódico, Fluoruro-Dianódico, Cromo-Dianódico, así como combinaciones de estos métodos.

Otro sistema generalmente empleado es el de cromato-sulfato de zinc en concentraciones de 30 p.p.m. y a pH de 6.8 a 7.3.

Para mantener estos pHs es necesario el empleo del ácido sulfúrico ya que al concentrarse el agua de circulación y aumentar la alcalinidad y por tanto el pH, se precipita el zinc en forma de cromato básico.

La dosificación de ácido también se emplea como tratamiento complementario de los efluentes de precipitadores de cal en frío, para bajar la alcalinidad al valor deseado y para estabilizar el agua transformando el carbonato de calcio en solución y evitar precipitaciones en las superficies de intercambio de calor.

#### 2.7.10. CLORACION.-

El agua de torres de enfriamiento por efecto de la luz solar favorece al desarrollo de algas y por efecto de la elevación de temperatura, concentración del alimento de bacterias y la mayor contaminación del aire, constituye un medio propicio para el desarrollo de limes, crecimientos que ocasionan problemas tapando las tomas de agua de la succión de las bombas de circulación, los tubos del condensador, las boquillas de distribución de agua y las espumas. También se reproducen hongos que atacan la madera de las torres de enfriamiento.

Para evitar estos problemas se dosifican biocidas entre ellos el cloro - en solución en forma intermitente en concentraciones de 1 a 2 p.p.m. El cloro destruye las bacterias e impide su desarrollo por oxidar la materia orgánica.

También es útil la cloración para evitar el desarrollo de moluscos en - la tubería de circulación, cuando el agua de enfriamiento es agua de mar. - En este caso, la dosificación se hace mediante choques de cloro en concentra - ciones de 1 a 5 p.p.m.

Otros empleos de cloro en los procesos de clarificación, son la aplica - ción al agua cruda junto con los coagulantes para oxidarlos a hidróxidos tri - valentes. Además actúa reduciendo el sabor, olor y color por oxidación de - la materia orgánica.

La adición del cloro al agua tratada en plantas de aguas negras se ha - usado ampliamente para el control de olores y para desinfección.

El cloro en soluciones diluidas se hidroliza formando ácido hipocloroso y ácido clorhídrico. El ácido hipocloroso es el que actúa en la desinfección - y oxidación de los compuestos y materias orgánicas del agua.

#### 2.7.10.1. EQUIPO.-

La aplicación de las soluciones de cloro al agua se lleva a cabo me - diante aparatos dosificadores denominados cloradores. El cloro de los tanques de almacenamiento se conecta a un cabezal de donde se envía al clorador. En - esta línea puede instalarse una válvula reductora de presión y en ocasiones ca - lentadores o evaporadores de cloro.

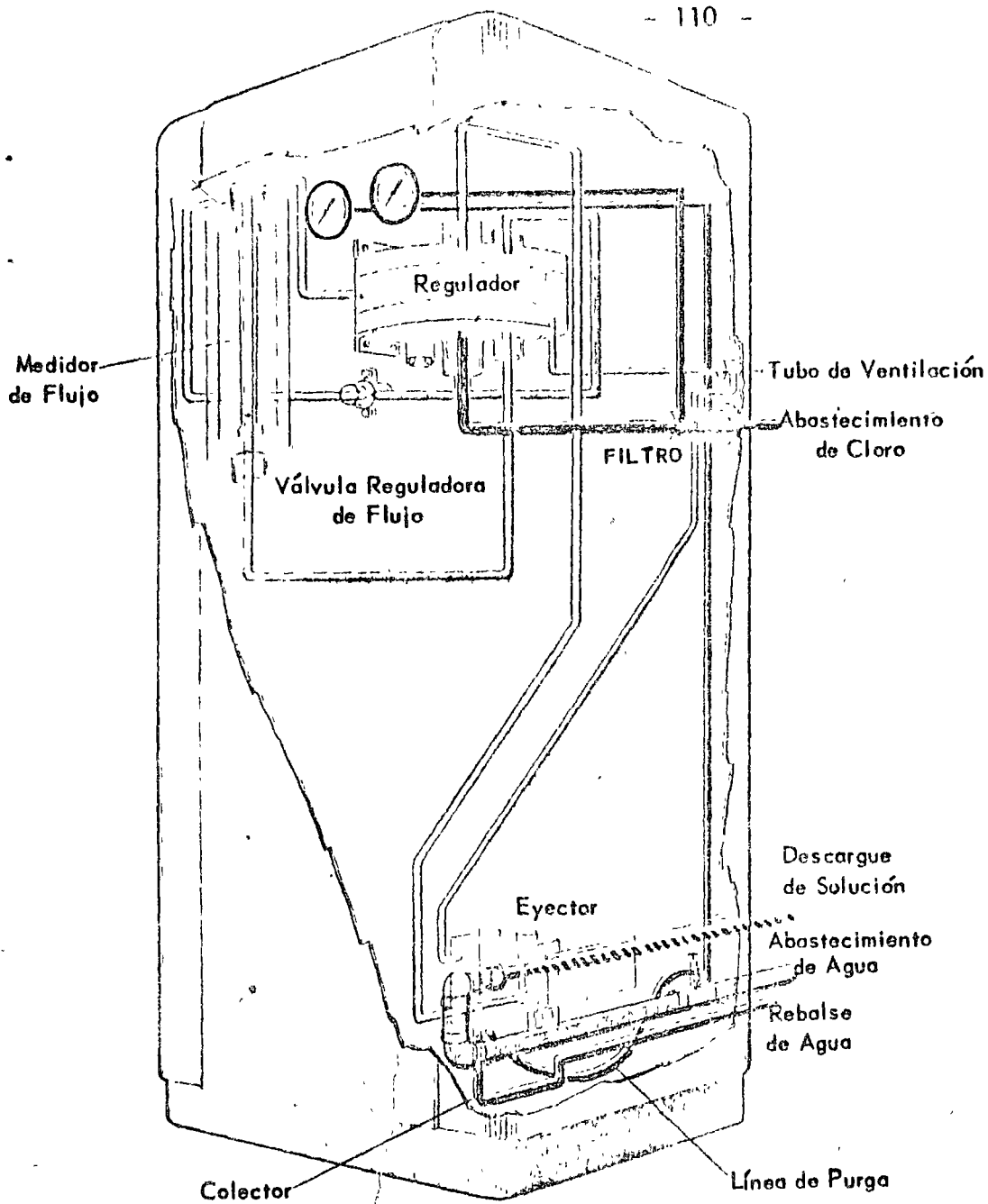
El aparato consiste de una válvula reguladora de presión por donde pa - sa el cloro a un Rotámetro donde se mide la dosificación generalmente en Kgs. o Lbs, por 24 horas, inmediatamente pasa a un dosificador del tipo de orificio variable y de allí se envía a un eyector, previo paso a través de una válvula - reguladora del vacío.

El eyector operado con agua a presión succiona el cloro y efectúa la solución del mismo. Esta solución se envía por tubería de P.V.C. o de fierro recubierto de hule, al punto de aplicación. El aparato tiene una válvula de alivio para presión y vacío, y todo el conjunto se encuentra montado en - un gabinete.


El cloro es un elemento sumamente tóxico y peligroso por lo que de - ben tomarse precauciones extremas en su manejo para evitar accidentes por - fugas y el personal debe contar con mascarillas especiales para el manejo - del cloro.




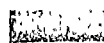
En ocasiones principalmente cuando las dosificaciones son pequeñas, se substituye el cloro por sustancias que lo contienen, como el Hipoclorito de Calcio y el de Sodio. Estos compuestos son de fácil manejo y se inyectan en soluciones al 1 ó 2% con bombas dosificadoras del tipo de diafragma. También se emplean sustancias como las cloraminas y los clorofenatos, estos últimos también como fungicidas.




 Gas Cloro a Presión de Cilindros

 Delución de Agua y Cloro

 Gas Cloro a 20" de Columna de Agua de Presión Negativa

 Abastecimiento de Agua al Eyector

 Gas Cloro a 35" de Columna de Agua de Presión Negativa

 Ventilación

 Gas Cloro Bajo "Vacío" del Eyector

El clorador F&P Número 100, con distribución a base de solución, es una unidad que opera bajo el principio de "vacío".

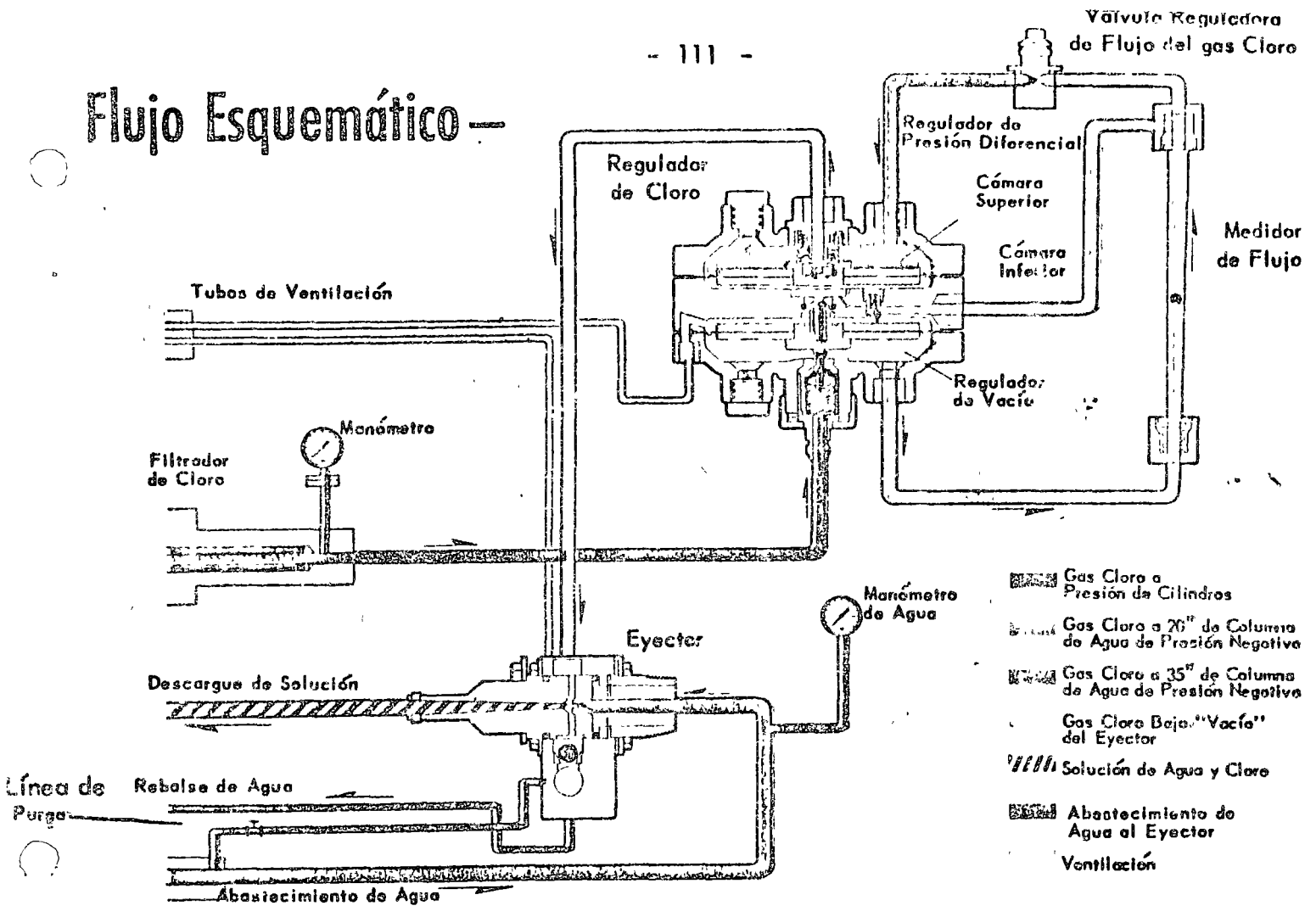
Todos los componentes están alojados en un gabinete de "fibra de vidrio prensada" que es la última palabra en diseño, resistencia estructural y peso. Este gabinete no requiere pintura ni mantenimiento alguno durante la larga vida del clorador.

Controlan la operación de este clorador diafragmas, de construcción simple pero acción positiva. Cualquiera sello o conexión mecánica y en ningún momento el gas cloro entra en contacto con sellos de agua o sustancias que pueden dar origen a la corrosión.

Los materiales usados en este aparato son productos de U.S. Rubber Company, duPont, M. W. Kellogg, Union Carbide and Carbon Corporation; estos materiales son completamente inertes a la acción de la corrosión y tienen en algunos casos más de 20 años de servicio activo en usos industriales.

Fig. No. 24 Esquema de un clorador.

# Flujo Esquemático —



## Operación

La operación del clorador Fischer & Porter puede ser explicada en los siguientes términos:

1. La iniciación del funcionamiento del clorador se efectúa al abrir las válvulas de abastecimiento de agua y cloro.
2. Al pasar el torrente de agua a través del "EYECTOR" origina un "vacío" que se extiende hasta el regulador de cloro. El "vacío" de referencia servirá en todo momento para mantener el flujo de cloro en el clorador.
3. La presión del cloro al entrar al "Regulador de Cloro" es reducida del valor mantenido en los cilindros, a una presión negativa equivalente a 20 pulgadas de columna de agua.
4. El flujo del cloro en las condiciones anteriores, es medido por el "Medidor de Flujo" localizado en la parte frontal del gabinete.
5. La válvula controladora de flujo, localizada tam-

bién en la parte frontal del clorador, se encarga de regular el flujo de cloro descendiendo en el sistema. Además, dicha válvula produce una caída de presión entre la cámara superior del "Regulador de Presión Diferencial" y el "Medidor de Flujo." Esta caída de presión es mantenida a un valor constante equivalente a 15 pulgadas de columna de agua por medio de la válvula obturadora contenida en el regulador antes mencionado.

6. La válvula "Controladora de Flujo" del cloro, está también conectada en paralelo con la cámara inferior del "Regulador de Presión Diferencial"; esto permite mantener una presión diferencial equivalente a 15 pulgadas de columna de agua entre ambos lados del diafragma del regulador mencionado anteriormente.

7. Una vez que el cloro pasa por el "Regulador de Presión Diferencial" es conducido al "Eyector" donde es mezclado con el torrente de agua.

## 2.7.11. FILTRACION

La filtración es el proceso en el cual se hace pasar agua u otro líquido a través de un material poroso adecuado con objeto de eliminar la materia que lleva en suspensión el líquido.

La filtración es un recurso empleado en el tratamiento de agua para eliminar o reducir los sólidos en suspensión y la turbidez que pueden estar presentes en el agua cruda. También se emplea como un complemento en los procesos de precipitación en caliente y en los procesos de coagulación y precipitación de Cal-Soda en frío, para llevar a cabo la clarificación final antes de emplear el agua tratada. La filtración como tal, no elimina sólidos disueltos.

Con una sedimentación adecuada, seguida de coagulación, las partículas coaguladas más pesadas se eliminan antes de la filtración, llegando al filtro únicamente los flóculos más pequeños y más ligeros.

Cuando se pone en servicio un filtro recién retrolavado, muchas de las partículas finas coaguladas penetran a la cama filtrante a través de los múltiples huecos que están en la superficie. Al irse alojando las partículas entre los granos del medio filtrante, el flujo se va restringiendo, incrementándose a través de los espacios más grandes que no están obstruidos y decreciendo a través de los pasos más pequeños y parcialmente obstruidos. A medida que el flujo continúa penetrando en la cama filtrante, el agua se distribuye y la velocidad decrece con nuevo alojamiento de partículas coaguladas en los puntos de baja velocidad.

La penetración al medio filtrante por partículas coaguladas, se extiende normalmente a una profundidad de 5 a 10 cms. y la mayor parte de la filtración se efectúa en la superficie ó en los primeros 2 a 5 cms. de la cama filtrante; la capa de materia coagulada retenida actúa como un filtro fino para las partículas más pequeñas.

Es necesario seleccionar el tamaño del medio filtrante, de tal manera que sea lo suficientemente grueso para que la penetración de la materia filtrada sea de algunos centímetros hacia el interior de la cama, y lo suficientemente fino para evitar el paso de los flóculos a través del filtro.

Con una selección adecuada debe conseguirse alojar el flóculo lo menos compacto que sea posible para obtener un lavado fácil y alojar el mayor volumen posible de flóculo sin obstruirse.

Cuando no hay penetración en el lecho filtrante por materias coaguladas, la pérdida de presión se incrementa rápidamente y las corridas entre lavados son más cortas.

La eliminación de la turbidez se afecta no solamente por el tamaño de los granos de arena sino por su forma; si éstos tienen ángulos agudos, forman grandes huecos y no eliminan tanta materia fina como los granos redondos del mismo diámetro equivalente.

### 2.7.11.1. - MATERIAL FILTRANTE.

La arena de cuarzo, la arena de sílice y la antracita, son por lo general los materiales más empleados como medio filtrante. La profundidad de la cama es de 38 a 76 cms. (15 a 30 pulgadas), dependiendo del tipo de filtro de que se trate.

Estos materiales se clasifican por estándares denominados "tamaño efectivo" y "coeficiente de uniformidad". El tamaño efectivo es aquel en que el 10% de los granos son más pequeños y el 90% más grandes, por lo tanto, el "tamaño efectivo" es el tamaño mínimo del total de los granos de material filtrante. Sin embargo, esto no indica ni los límites de tamaño ni el grado de variación.

Para asegurarse que la variación no es demasiado grande, debe hacerse la segunda medición, que consiste en obtener el tamaño del 60% en peso de la arena más fina y el 40% de la más gruesa. Este tamaño dividido por el tamaño efectivo, es el "coeficiente de uniformidad". Por ejemplo: si un análisis de mallas indica que el 10% de la arena es más fina que 0.40 mm. y el 60% es más fina que 0.64 mm., el tamaño efectivo será 0.40 mm. y el coeficiente de uniformidad será 0.64 dividido por 0.40 o sea 1.6.

El tamaño efectivo y el coeficiente de uniformidad más adecuado dependen de las condiciones de operación y de las necesidades de calidad del efluente. Por lo general se requieren dos grados de arena para filtros. En los filtros de presión se emplea arena de un tamaño efectivo de 0.50 a 0.60 mm. con un coeficiente de uniformidad de 1.7 máximo, sin embargo, se obtienen buenos resultados con arena más gruesa de un tamaño efectivo de 0.60 a 0.72 mm. con un coeficiente de uniformidad de 1.3 a 1.5. Para los filtros de gravedad el tamaño efectivo es de 0.35 a 0.50 mm., con un coeficiente de uniformidad no mayor de 1.75.

La antracita seleccionada en tamaños similares es igualmente efectiva y puede usarse en los filtros en vez de la arena y la grava.

En muchos casos se prefiere la antracita debido a que no se adiciona sílice al agua cuando se opera en caliente y con alcalinidades elevadas.

Por tener la antracita menor densidad que la arena, se prefiere en ocasiones por permitir una velocidad de retrolavado menor.

Para fines especiales de filtración se usan otros medios filtrantes como el cuarzo, la calcita, la magnetita y la tierra diatomácea.

### 2.7.11.2. - TIPOS DE FILTRO.

En primer lugar se tienen los filtros mecánicos, los cuales se dividen en dos tipos: filtros de gravedad y filtros de presión.

2.7.11.2.1. - Filtros de Gravedad. - Como su nombre lo indica el flujo de agua a través de estos filtros, se obtiene por gravedad.

Conviene mencionar los "Filtros de Arena Lentos" o "Filtros Ingleses", - debido a su importancia histórica. Esta fué la primera forma de filtración empleada. Dichos filtros de grande áreas de filtración y que actualmente están obsoletos, usaban camas de arena fina. El agua se filtraba a velocidades muy bajas (0.032 - 0.160 g.p.m. por pie<sup>2</sup>). La eliminación de los sólidos en suspensión se aseguraba por el colado a través de los poros de la superficie de la capa de arena y por la adherencia de las partículas de sólidos a los granos de arena. La acción biológica de estas cañas respondía a los buenos resultados obtenidos. Como el retrolavado en estas áreas tan grandes era impráctico, la materia acumulada y en suspensión se eliminaba periódicamente de la parte superior de la cama con algo de arena, por medio de rastrillos.

En los filtros rápidos de arena o de antracita el agua pasa de arriba a abajo por gravedad, a una velocidad relativamente alta, por lo general de 2 a 4 galones por minuto por pie<sup>2</sup>.

Es necesario un pretratamiento por coagulación y sedimentación para permitir estas altas velocidades de filtración. La eliminación de la materia en suspensión - acumulada se efectúa mediante un retrolavado a través de la cama filtrante, expandiendo la cama y enviando los sólidos al drenaje.

Las partes esenciales de un filtro de gravedad, además del medio filtrante son las siguientes:

1. - El cuerpo del filtro que puede ser de concreto, acero o madera y puede ser de base cuadrada, rectangular o circular. Las unidades rectangulares de concreto reforzado son las que mas se emplean.
2. - El medio filtrante se soporta en una cama de grava cuyo objeto es el de prevenir que la arena fina o la antracita pasen al sistema de drenaje inferior. También actúa como distribuidor del agua de retrolavado. La cama soporte varía en profundidades de 12 a 24 pulgadas, en tamaños que varían desde 1½" hasta 1/8" de diámetro.
3. - El sistema de drenaje inferior el cual tiene dos propósitos, la colección del agua filtrada después de pasar por el medio filtrante y por la cama soporte, y también para distribuir el agua de retrolavado a la parte inferior del medio filtrante. Es esencial que el sistema de drenaje inferior distribuya el agua uniformemente en ambas operaciones, de otra forma las velocidades de filtración y retrolavado en una parte del filtro podrían exceder a la de otra parte y resultar una operación deficiente.

El sistema de drenaje inferior puede consistir en un cabezal y laterales con perforaciones o mallas, convenientemente espaciados.

Se pueden instalar coladeras (strainers) y fondos falsos que consisten en planchas acanaladas de concreto o de un enrejado donde descansa la grava.

4. - Las artesis que tienen por objeto coleccionar el agua que va a emplearse para el retrolavado. Estas artesis pueden ser de acero, fierro vaciado o concreto y en las plantas más nuevas se emplea aluminio, asbesto-cemento y fibra de vidrio para mayor resistencia a la corrosión. Deben de ser de tamaño adecuado para manejar la máxima velocidad de retrolavado sin inundarse.
5. - Los dispositivos de control que se requieren para asegurar la máxima eficiencia en la operación de filtración, son los siguientes:
  - a). - Medidores controladores de flujo que mantienen uniforme y automáticamente la salida de agua filtrada, operando mediante tubos Venturi en la línea del effluente.
  - b). - Controladores de flujo para retrolavado, que se usan en forma similar para asegurar las condiciones adecuadas del lavado.
  - c). - Los medidores de pérdida de presión también son necesarios para la mayor eficiencia en la operación.

Dentro de los filtros de gravedad deben mencionarse los filtros automáticos sin válvulas, los cuales reducen la necesidad de varios controles y operaciones manuales que son necesarios en los filtros estándar de gravedad.

2.7.11.2.2. - Filtros de Presión. - Los filtros de presión se emplean en mayor proporción que los filtros de gravedad para el acondicionamiento industrial del agua. Tienen la ventaja de que pueden colocarse en la línea a presión y con esto se elimina el doble bombeo. Los filtros de presión se usan en la suavización en caliente por permitir altas temperaturas de operación. El diseño general de los filtros de presión es esencialmente el mismo que para los filtros de gravedad con respecto al medio filtrante, camas soporte, sistemas de drenaje inferior y dispositivos de control. El cuerpo del filtro por supuesto difiere de un filtro de gravedad y no se emplean artesis para el agua de retrolavado.

Los filtros de presión pueden ser del tipo vertical u horizontal. El cuerpo del filtro es de acero, de forma cilíndrica con cabezas en forma de platos. Los filtros verticales varían en su diámetro de 1 a 10 pies con capacidades de 2.4 a 235 galones por minuto, a una velocidad unitaria de filtración de 3 galones por minuto por pie<sup>2</sup> de superficie filtrante. Los filtros horizontales por lo general de 8 pies de diámetro pueden ser de 10 a 25 pies de longitud con capacidades de 218 a 570 galones por minuto. La tendencia general es descartar los filtros horizontales debido a que ciertas áreas de la cama filtrante adyacente al cuerpo del filtro están inactivas durante la filtración y el retrolavado.

2.7.11.2.3. - Otros tipos de Filtros. - Además de los filtros descritos existen otros tipos en los que el agua pasa a través de tubos de un material poroso. El agua por tratar entra al cuerpo del filtro y pasa a través de cilindros porosos que se encuentran en el interior para después llegar a la cámara de salida.

Este mismo tipo de filtro puede operar adicionándole con la corriente de agua un ayuda filtro que puede ser tierra diatomácea o fibra de asbesto.

Otro tipo lo constituye el filtro de placa en el cual la filtración tiene lugar a través de placas perforadas de metal Monel sobre las que se deposita el material filtrado. Para cubrir las placas se puede emplear tierra diatomácea, carbón activado, asbesto, arcilla u hojas de papel. El agua pasa por cada lado de la placa y sale por la sección central llegando a un cabezal donde se descarga el agua filtrada.

Existen otros tipos de filtros para la eliminación del aceite en condensado o en otra clase de agua. El diseño es semejante al de los filtros de presión pero se requiere agitar la cama filtrante para asegurar la limpieza adecuada de la unidad. Periódicamente se dan lavados con sosa caústica para desalojar el aceite que cubre los granos del material filtrante. También se forma una capa previa con soluciones de alúmina y carbonato de sodio.

### 2.7.11.3. - OPERACION.

El funcionamiento de los filtros es un procedimiento relativamente sencillo, pero el operador debe tener ciertos conocimientos de los principios sobre los que se basa el proceso.

Durante la operación, la materia en suspensión eliminada por el filtro se acumula sobre la superficie. Cuando el incremento de pérdida de presión que indica el medidor instalado alcanza 5 lbs./pulg.<sup>2</sup>, es conveniente retrolavar el filtro para eliminar la capa depositada.

El flujo unitario de filtración es por lo general de 3 galones por minuto por cada pie<sup>2</sup> de área filtrante como máximo.

El flujo de retrolavado es de 12 á 15 g.p.m. por pie<sup>2</sup> para la arena y de 8 á 12 g.p.m. por pie<sup>2</sup> para la antracita.

Los filtros requieren retrolavarse cada 6 á 24 Hrs., aunque puede ser necesario acortar ó alargar estos períodos. El agua de lavado debe entrar al filtro lentamente ya que con un choque súbito de agua se pueden desajustar los distribuidores o la cama soporte. El tiempo de retrolavado es por lo general de 5 a 10 minutos; después la unidad se retorna al servicio. Al poner el filtro en operación la primera agua filtrada se envía al drenaje y se continúa así durante unos minutos hasta que el agua sale clara. Con este procedimiento se evita la posibilidad de que entren al sistema sólidos en suspensión que se quedan en los drenajes inferiores después del retrolavado, y también permite que se acumule en el lecho una pequeña cantidad de materia en suspensión. Tan pronto como el filtro produce agua clara, la unidad se retorna al servicio.

Existen lavadores de superficie que son útiles para mantener la máxima eficiencia en la filtración. Estas unidades consisten de brazos horizontales equipados con espesas y colocados encima de la superficie de la cama filtrante. El agua de alta presión para el retrolavado del filtro es la que se suministra a estos lavadores y origina la rotación



de los brazos. El agua que sale de las espreas golpea sobre la superficie y afloja la materia en suspensión acumulada.

En las Tablas siguientes se enumeran las velocidades de filtración y retro-lavado para los filtros de presión verticales, así como las alturas típicas de los lechos de filtración.

T A B L A No. 1

VELOCIDADES DE FILTRACION Y RETROLAVADO PARA FILTROS VERTICALES DE PRESION

Diámetro en pies	Área en pies <sup>2</sup>	Flujo de filtración * en g.p.m.	Flujo de Retrolavado + en g.p.m.
3	7.1	21	106
4	12.6	38	189
5	19.6	59	295
6	28.3	85	425
7	38.5	116	578
8	50.3	150	755
9	63.6	190	954
10	78.5	235	1180

\* Flujo de 3 galones por minuto por pie<sup>2</sup>

+ Flujo de retrolavado de 15 galones por minuto por pie<sup>2</sup>

T A B L A No. 2

LECHOS DE FILTRACION TIPICOS Y TAMAÑOS PARA FILTROS DE PRESION

Arena . . . . .	altura 12"	- arena, 0.45-0.50 mm. de tamaño efectivo
	altura 10"	- arena, 0.80-1.20 mm. de tamaño efectivo
	altura 4"	- grava, ¼" - 1/8"
	altura 4"	- grava, ½" - ¼"
	altura 8"	- grava, 1" - ½"
	altura 4"	- grava, 1½" - 1"
Antracita . . . . .	altura 18"	- Antracita No. 1, 0.6 - 0.8 mm.
	altura 9"	- Antracita No. 2, 3/32" - 3/16"
	altura 9"	- Antracita No. 4, 5/16" - 9/16"
	altura 4"	- Antracita No. 6, 13/16" - 1 5/8".

#### 2.7.11.4. - PROBLEMAS Y MANTENIMIENTO.

El principal objeto de la filtración es el de eliminar los sólidos en suspensión del agua y para efectuar este trabajo eficientemente se requiere.

1. - Mantener el medio filtrante en buenas condiciones.
2. - Conservar el filtro en buen estado de mantenimiento.
3. - Controlar inteligentemente la aplicación de los reactivos.
4. - Limpiar regularmente toda la cama filtrante.
5. - Llevar registros diarios de operación.

El medio filtrante es la parte mas importante del filtro y debe inspeccionarse a intervalos regulares para determinar su condición. Existe una tendencia en ciertas áreas del lecho filtrante de cubrirse con acumulaciones de lodos que si no se eliminan cuando se retrolava la unidad, pueden causar serios problemas de operación. Esta condición ocurre frecuentemente cuando se filtran aguas arcillosas, pero puede ocurrir también al filtrar los flóculos de cal y sales de magnesio en las plantas precipitadoras. La situación se presenta cuando se lavan los filtros inadecuadamente pero también puede presentarse en unidades bien diseñadas y que operan correctamente.

Cuando la superficie del filtro se obstruye con depósitos, la unidad debe salir de servicio, drenarse y raspar los depósitos de la superficie con una espátula.

Si los depósitos no se eliminan durante el retrolavado, la porción de la cama donde esto ocurre opera a un flujo menor, resultando una filtración desigual a través de las diversas áreas del filtro. El depósito puede penetrar dentro de la cama filtrante y ensuciarla, reduciendo el flujo y evitando una buena clarificación.

La distribución desigual del agua de lavado lo indica la irregularidad de la superficie de la cama filtrante.

Donde hay evidencias de que la capa de grava se ha desordenado, se debe sacar la arena o antracita e inspeccionar el sistema de drenaje inferior para repararlo si es necesario. Cuando se desarregla la grava o antracita empleadas como soporte de la arena o la antracita filtrante, hay peligro de que penetre este material dentro del sistema colector de agua filtrada. Este problema es más objetable en los filtros de presión, los cuales se instalan en la tubería de presión y el material filtrante que pasa se descarga directamente a las líneas de agua causando problemas graves en bombas y otros equipos.

Cuando se diseña un filtro correctamente debe haber una distribución uniforme del agua de lavado para que elimine prácticamente toda la materia extraña que se recolecta en el filtro durante la operación. Esta operación debe llevarse a cabo sin ocasionar pérdida del material filtrante. Debe tenerse cuidado de que el operador no exceda el flujo máximo de diseño para el retrolavado ni que agite la cama filtrante en forma violenta cuando se use aire o agitación mecánica. No se establece un período predeterminado para los lavados ya que el tiempo que un filtro debe operar entre lavados se controla por la cantidad y naturaleza de las materias en suspensión del agua cruda, la temperatura del agua, los cambios de dicha temperatura y muchos otros factores.

La filtración sin coagulación y sedimentación por lo general es un método poco satisfactorio para eliminar totalmente la turbidez y los sólidos en suspensión. En tal aplicación, el filtro elimina solamente las partículas más grandes.

Los filtros de presión también requieren menos espacio de instalación. Estos filtros se emplean con la operación de los procesos en caliente y previenen pérdida de calor durante la filtración y el retrolavado. El acarreo de oxígeno también se evita con el uso de estos filtros.

La filtración a presión, tiene la desventaja de que la apariencia del efluente y del medio filtrante no están en observación, la efectividad del retrolavado no puede ser observada y la pérdida del medio filtrante no se puede notar.

Las artesas para agua de lavado no se pueden adoptar en los filtros de presión para un retrolavado tan efectivo como en los filtros de gravedad.

Los filtros de presión son más difíciles de inspeccionar y limpiar. El reemplazo del medio filtrante, de la grava y de los drenajes inferiores, constituyen un problema.

Sin embargo, la crítica más pertinente de los filtros de presión en comparación con los filtros de gravedad es la imposibilidad de observar la efectividad de las operaciones de filtración y retrolavado.

En tanto que los filtros de presión son capaces de producir un efluente de tan alta calidad como los filtros de gravedad, la imposibilidad de mantener una observación constante del proceso, puede conducir a la producción de un efluente de más mala calidad que la que se obtiene con los filtros de gravedad. Consecuentemente los filtros de gravedad se prefieren donde las condiciones de la instalación permiten su uso y donde se desea un agua de máxima calidad.

Cualquier mal funcionamiento de los filtros de gravedad puede observarse y corregirse rápidamente.

La selección entre los dos tipos debe hacerse después de un estudio de las condiciones y problemas relativos a la instalación en particular.

Fig. No. 26  
FILTRO VERTICAL  
DE PRESION.

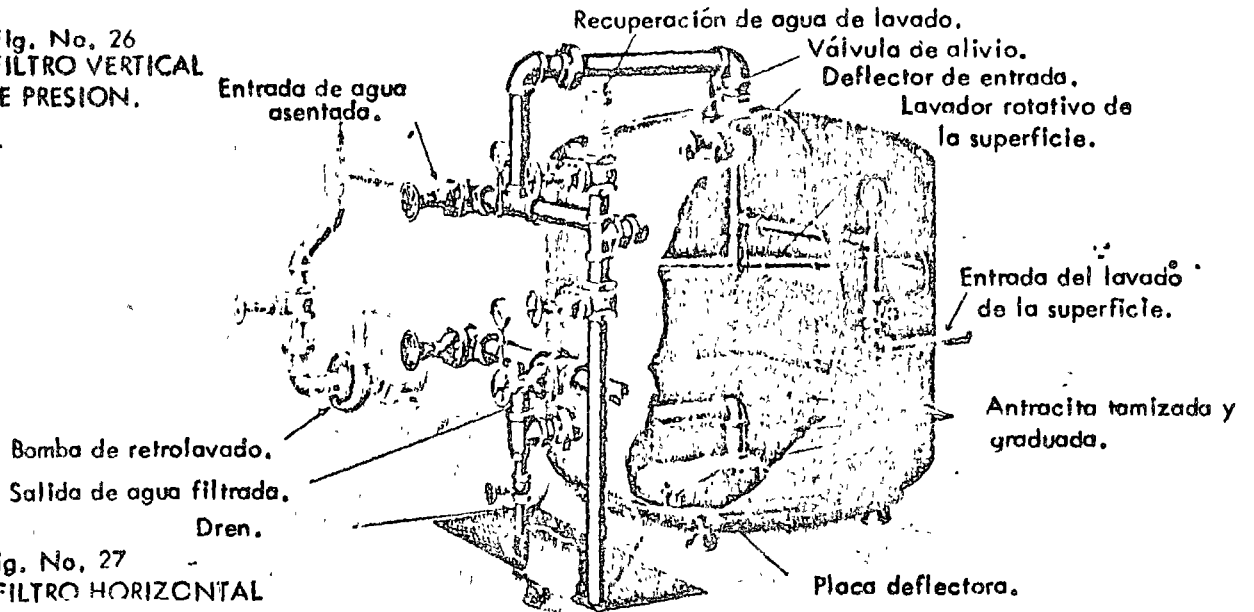
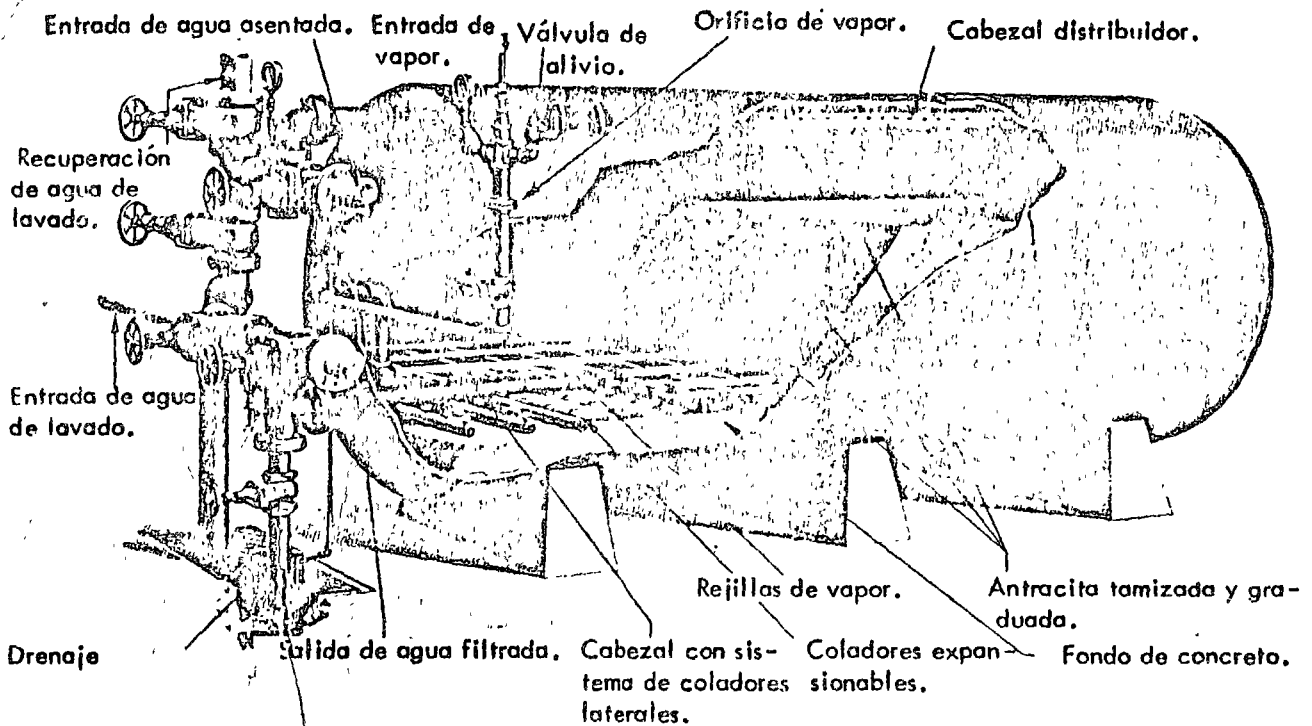


Fig. No. 27  
FILTRO HORIZONTAL  
DE PRESION.



## 2.8. - TRATAMIENTO DE AGUAS NEGRAS.

Se denominan aguas negras a las aguas de desecho que se envían al drenaje en una ciudad o población. Esta agua lleva las excreciones líquidas y sólidas del cuerpo humano, los desechos domésticos y el agua de desecho de las Industrias. En época de lluvias se suman a las aguas negras las aguas pluviales que se colectan en las atarjeas y llevan consigo tierra, arena y materias extrañas que arrastran las corrientes formadas.

La mayor parte de las materias orgánicas que llevan estas aguas son en extremo putrescibles y contienen un gran número de bacterias muchas de ellas productoras de enfermedades humanas. Al descomponerse los desechos orgánicos originan malos olores y gases venenosos.

Los desechos industriales pueden contener ácidos o álcalis y pueden llevar sustancias químicas tóxicas o venenosas.

Al descargarse las aguas negras a otra masa mayor de agua, por ejemplo un río, lago o al mar, el agua se contamina y puede ser peligrosa para la vida de los peces y una amenaza para la salud pública.

En muchos países Europeos y en los Estados Unidos, los Gobiernos decretan el tratar convenientemente las aguas de desecho industriales obligando a las industrias a entregar aguas de desecho libres de sustancias tóxicas. Construyen plantas de tratamiento para eliminar las materias orgánicas sólidas putrescibles de las aguas domésticas y produciendo aguas claras, sin bacterias patógenas que ya no constituyen un peligro para la vida humana.

En nuestro país aún no se han emitido leyes para este propósito; sin embargo, en las grandes ciudades como México y Monterrey se han instalado plantas para tratar las aguas de desperdicio de la ciudad y aprovecharlas para fines de riego, para usos en Industrias, y para enfriamiento de equipo y de condensadores en Plantas Termoeléctricas.

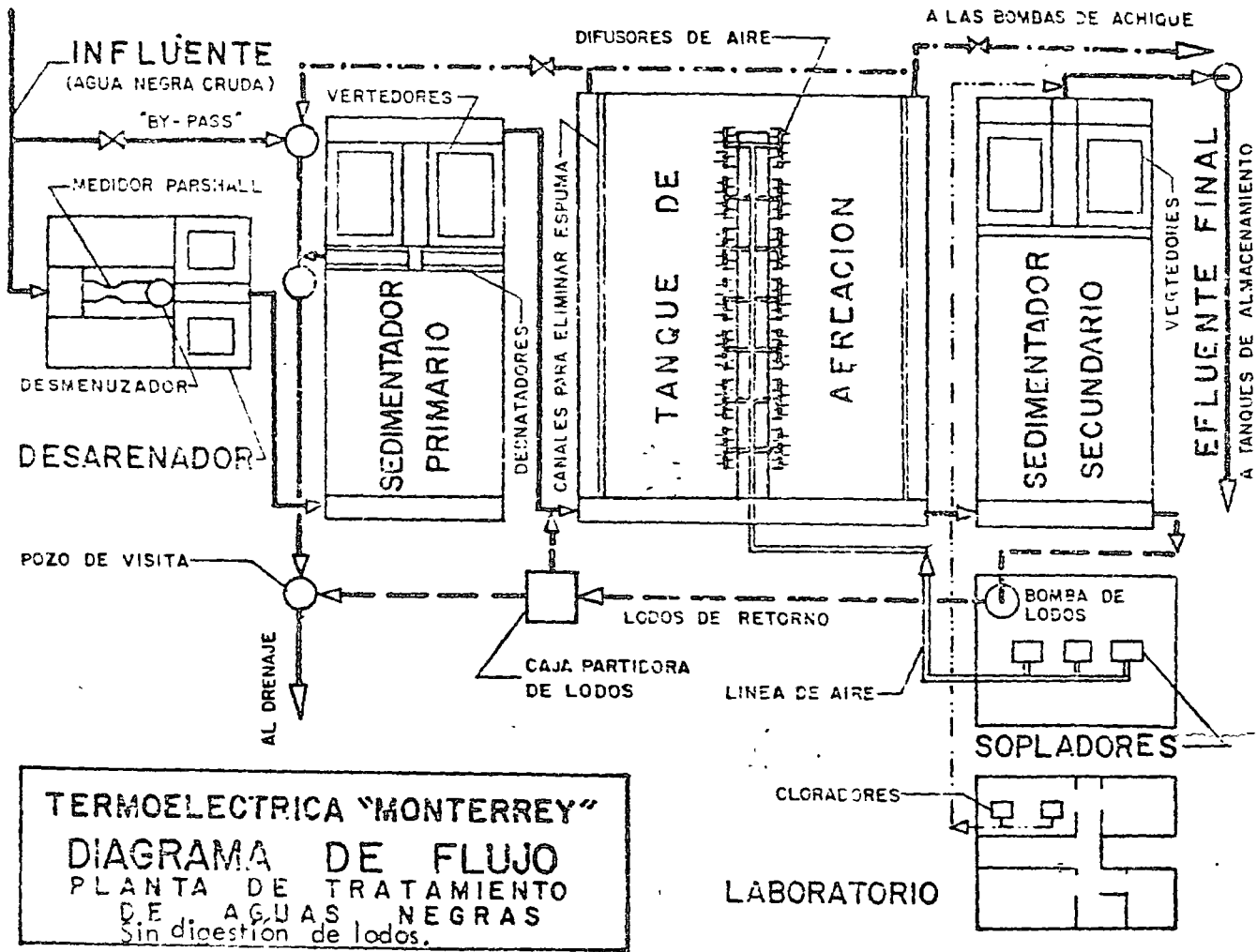


Fig. No. 28

### 2.8.1. EQUIPO.-

La Planta de Tratamiento de aguas negras empleada para estos propósitos es del tipo de "Lodos Activados" y consiste en 3 etapas.

- 1.- Tratamiento primario, consistente de eliminación de sólidos de tamaño grande, desmenuzador y sedimentación primaria.
- 2.- Tratamiento secundario o Proceso de Lodos Activados consistente de Aereación y Sedimentación Final.
- 3.- Digestión de Lodos y Secado.

### 2.8.2. TRATAMIENTO PRIMARIO.-

El agua tal como llega a la planta es de color grisáceo, cuando es fresca y negro cuando es séptica y contiene materiales en suspensión y flotantes, tales como heces fecales, papel y desperdicios de verduras, frutas, carnes, pedazos de telas, etc.

Después de pasar el agua por una criba de barras, en donde se separan los objetos flotantes de gran tamaño, pasa el agua al desmenuzador, que consiste en un tambor rotatorio con cuchillas que pasan a través de unas guías estacionarias donde es desmenuzada la materia gruesa. Esta, una vez desmenuzada penetra con el agua al interior del tambor a través de ranuras angostas y de aquí se conduce por un canal desarenador, el que se hace de dimensiones apropiadas para reducir la velocidad del agua y facilitar el depósito de arena y materiales pesados. La velocidad en este canal es de 0.30 mts/seg. De aquí se conduce el agua al tanque de sedimentación primaria.

El Tanque de Sedimentación Primaria se construye de concreto y puede ser circular o rectangular. La velocidad del agua es lo suficientemente baja para permitir que se asienten los sólidos pesados y los lodos primarios. Generalmente se requiere un período de retención de 1 a 2 horas.

El tanque circular es de fondo cónico y descubierto en la parte superior. El agua entra por el centro y fondo del tanque. Por medio de dos rastras una en el fondo y la otra en la superficie, movidas desde el centro del tanque por motor eléctrico con reductor de velocidad, se van enviando al centro del tanque los lodos asentados en el fondo y se recogen grasas y natas de la superficie. Los lodos se bombean al digestor.

En el tanque rectangular, el agua pasa a través de unas mamparas y fluye a todo lo largo del tanque.

Los lodos sedimentados se envían por medio de rastras a unas tolvas colocadas en la parte anterior del tanque y de aquí se bombean al digestor.

En el tanque de sedimentación primaria se queda alrededor de un 30 a 40% de la materia orgánica del agua. El resto sale con el efluente primario.

Los lodos primarios constituyen del 0.5 al 2% del flujo total de la Planta de aguas negras. Es una masa espesa de olor desagradable.

### 2.8.3. TRATAMIENTO SECUNDARIO. -

El efluente del tanque de sedimentación primaria contiene las impurezas solubles tales como desechos humanos líquidos, agua de lavados de ropa y utensilios domésticos, etc. y sólidos muy finos que no se eliminaron en la sedimentación primaria.

Esta agua pasa por un canal de concreto a los tanques de aereación. - En este canal descargan los lodos activados donde se mezclan.

Si se colecta una muestra de agua aerada, en una probeta, se observan flóculos finos de color café que se van asentando lentamente, dejando agua clara. Estos flóculos contienen millones de bacterias y otras formas de micro-organismos y es lo que constituyen los lodos activados.

Las bacterias y demás organismos son de tipo aerobio que necesitan oxígeno libre para reproducirse, por lo que es necesario un suministro de fuertes volúmenes de aire a los tanques de aereación por medio de sopladores.

El proceso de lodos activos consiste en mezclar los lodos activados con el efluente primario. Se aerea el agua por varias horas en los tanques de aereación y después se separan los lodos por asentamiento en los tanques de sedimentación secundaria. Las impurezas del efluente primario son absorbidas sobre la superficie de los flóculos donde se alimentan los micro-organismos aerobios. Al final de la aereación el licor mezclado fluye de los tanques de aereación a los de sedimentación secundaria, que son tanques de concreto cilíndrico o rectangular de tamaño semejante al tanque de sedimentación primaria. En estos tanques de sedimentación se asientan los lodos en el fondo de donde se bombean continuamente y se regresan para mezclarse con el efluente primario y el excedente a los tanques de sedimentación primaria. Los tanques de sedimentación circulares tienen rastras en el fondo que conducen los lodos al centro de donde son bombeados.



El agua clarificada se derrama por vertedores a un canal periférico - de donde se conduce por un canal común, a un cárcamo de bombeo para enviarla a tanques de almacenamiento o a su utilización. En este canal común se aplica cloro para destruir los organismos patógenos.

#### 2.8.4. DIGESTION DE LODOS.-

Los lodos del tanque de sedimentación primaria con los excedentes de los lodos activados, se bombean diariamente a un tanque digestor, cerrado, donde la materia orgánica es digerida por la acción de bacterias anaerobias y la transforman en compuestos más estables. El período de digestión es de 30 a 60 días.

Por la acción de esta digestión de la materia orgánica se obtiene un gas que contiene metano 60 a 70% y dióxido de carbono. Este gas se emplea como combustible.

La digestión se acelera calentando los lodos con serpentines de agua caliente a 95°. El pH de los lodos debe ser neutro. Si baja de 6.4 se agrega cal para neutralizar la acidez y evitar formación de espuma.

En el digestor los materiales se encuentran en 2 capas, la superior o licor sobrenadante y la capa del fondo o de lodos. Cuando el digestor está lleno se expulsa el licor sobrenadante al dar cabida a nueva cantidad de lodos. Este licor sobrenadante se regresa nuevamente al proceso de lodos activados.

Los lodos acumulados en el fondo del digestor que deben tener apariencia granulosa y olor a tierra se envían a las camas de lodos con fondo de arena, donde son secados. La altura de las camas no debe ser mayor de 25 cms. para facilitar el secado y deben limpiarse una vez que estos lodos estén secos. El nuevo lodo húmedo no debe aplicarse sobre un lodo parcialmente seco.

Los lodos del digestor tampoco deben eliminarse totalmente ya que son necesarios para continuar el proceso de digestión con los organismos anaerobios.

#### 2.8.5. CONTROL.-

Las pruebas analíticas que deben efectuarse en una planta de aguas negras son:

1. - Oxígeno disuelto.
2. - Sólidos en Suspensión.
3. - Prueba de asentamiento de lodos.
4. - Índice de Volúmen de Lodos.
5. - Demanda Bioquímica de Oxígeno.
6. - pH.
7. - Demanda de Oxígeno del licor Mezclado.
8. - Estabilidad relativa.

1. - El Oxígeno disuelto se determina en el licor mezclado y en el efluente final. El Oxígeno es necesario para la vida de los micro-organismos aerobios.

2. - Los lodos en suspensión se determinan por filtración de la muestra y pesando el residuo.

3. - La prueba de asentamiento da el % en volúmen de sólidos sedimentados en 30 minutos.

4. - El índice de volúmen de lodos es el volúmen ocupado por 1 gramo de sólidos en suspensión después de 30 minutos de asentamiento.

5. - La Demanda Bioquímica de Oxígeno es el oxígeno requerido por las bacterias aerobias para estabilizar la materia orgánica.

6. - El pH se determina con potenciómetro o colorimétricamente.

7. - La demanda de oxígeno del licor mezclado es un método químico para medir la utilización del oxígeno de la vida biológica en el licor mezclado, se mide en p.p.m. por hora.

8. - La estabilidad relativa es una medida de la calidad del efluente en la planta de aguas negras. Se mide en número de días que desaparece el color de una muestra a la que se adiciona azul de metileno y da una relación del oxígeno disponible presente en el efluente y la demanda total de oxígeno.

## 2.9. TRATAMIENTO INTERNO. -

Todos los tratamientos externos de agua que ya hemos visto tienen por objeto eliminar al máximo y en las condiciones más económicas las impurezas que trae consigo el agua cruda y que causarían multitud de problemas si se alimentaran a la caldera ocasionando interrupciones frecuentes en la operación. A medida que las presiones de operación de las calderas se incrementa, mayores son las exigencias que se requieren con respecto a la pureza del agua de alimentación.

El agua del interior de las calderas debe reunir ciertas características químicas para prevenir los problemas de incrustación, corrosión, contaminación del vapor y fragilización cáustica del metal. Esto se consigue mediante la dosificación adecuada de sustancias químicas específicas.

Al tratamiento del agua para su operación en el interior de la caldera se le denomina tratamiento Interno o Tratamiento Secundario.

Las sustancias químicas que se agregan al interior de la caldera — las vamos a enumerar a continuación.

### 2.9.1. FOSFATOS.-

Los principales fosfatos que se emplean son el Fosfato Trisódico y el Hexa metafosfato de Sodio. Se requieren para precipitar la dureza residual del agua de alimentación originada por fugas en suavizadores, desmineralizadores, arrastres de evaporadores o fallas en los tubos de los condensadores.

Las sales de Calcio reaccionan con el fosfato produciendo un precipitado de Fosfato Tricálcico,  $(Ca_3(PO_4)_2)$ . El Magnesio precipita con la alcalinidad del agua como Hidróxido de Magnesio o bien con los fosfatos en forma de Hidrodioxifosfato,  $Mg_3(PO_4)_2$ ,  $Mg(OH)_2$ . Los productos formados precipitan en forma de lodos que se expulsan, con las purgas.

Cuando la alcalinidad del agua de la caldera es baja, se emplea el Fosfato Trisódico que es alcalino. Si el agua tiene la alcalinidad en sus valores normales se emplea un fosfato neutro como el Hexametáfosfato de Sodio o el Fosfato Disódico.

En ocasiones cuando se pretende bajar la alcalinidad del agua de la caldera se emplea un Fosfato ácido como el Fosfato Monosódico.

## 2.9. TRATAMIENTO INTERNO.-

Todos los tratamientos externos de agua que ya hemos visto tienen por objeto eliminar al máximo y en las condiciones más económicas las impurezas que trae consigo el agua cruda y que causarían multitud de problemas si se alimentaran a la caldera ocasionando interrupciones frecuentes en la operación. A medida que las presiones de operación de las calderas se incrementa, mayores son las exigencias que se requieren con respecto a la pureza del agua de alimentación.

El agua del interior de las calderas debe reunir ciertas características químicas para prevenir los problemas de incrustación, corrosión, contaminación del vapor y fragilización cáustica del metal. Esto se consigue mediante la dosificación adecuada de sustancias químicas específicas.

Al tratamiento del agua para su operación en el interior de la caldera se le denomina tratamiento Interno o Tratamiento Secundario.

Las sustancias químicas que se agregan al interior de la caldera — las vamos a enumerar a continuación.

### 2.9.1. FOSFATOS.-

Los principales fosfatos que se emplean son el Fosfato Trisódico y el Hexametáfosfato de Sodio. Se requieren para precipitar la dureza residual del agua de alimentación originada por fugas en suavizadores, desmineralizadores, arrastres de evaporadores o fallas en los tubos de los condensadores.

Las sales de Calcio reaccionan con el fosfato produciendo un precipitado de Fosfato Tricálcico ( $\text{Ca}_3(\text{PO}_4)_2$ ). El Magnesio precipita con la alcalinidad del agua como Hidróxido de Magnesio o bien con los fosfatos en forma de Hidroxifosfato.  $\text{Mg}_3(\text{PO}_4)_2$ .  $\text{Mg}(\text{OH})_2$ . Los productos formados precipitan en forma de lodos que se expulsan, con las purgas.

Cuando la alcalinidad del agua de la caldera es baja, se emplea el Fosfato Trisódico que es alcalino. Si el agua tiene la alcalinidad en sus valores normales se emplea un fosfato neutro como el Hexametáfosfato de Sodio o el Fosfato Disódico.

En ocasiones cuando se pretende bajar la alcalinidad del agua de la caldera se emplea un Fosfato ácido como el Fosfato Monosódico.

Se aconseja mantener una cantidad de fosfato residual con objeto de asegurar la precipitación total de la dureza y evitar la formación de incrustaciones de calcio o magnesio. Con esto se asegura también la precipitación de dureza por alguna contaminación del agua de alimentación, bien por rotura de algún tubo condensador o bien con agua de sello de las bombas.

Las concentraciones de fosfato residual varían de 2 a 80 p.p.m. como  $\text{PO}_4$  dependiendo de la presión de la caldera y del método de tratamiento empleado.

### 2.9.2. SULFITO DE SODIO.-

El agua de alimentación después de pasar por el deaerador tiene un contenido de oxígeno de 0.005 ml. por litro de agua cuando opera a su máxima eficiencia. Este oxígeno puede ser mayor a bajas cargas por operar el deaerador a menor temperatura.

El oxígeno en el interior de la caldera es causa de una corrosión severa caracterizada por ataque centralizado en puntos que van ahondándose dentro del metal hasta perforar las paredes.

La eliminación del oxígeno se logra mediante la deaeración química por medio de la inyección de desoxigenantes como el sulfito de sodio, de acuerdo con la siguiente reacción.



1 p.p.m. de oxígeno disuelto requiere 7.88 p.p.m. de sulfito de sodio químicamente puro, sin embargo, la cantidad por dosificar es mayor que ésta relación en vista de que es necesario mantener una cantidad de sulfito residual en el agua de la caldera. La cantidad de sulfito requerida también depende del volumen de purgas y de la pureza del producto.

La concentración de Sulfito residual en el agua de la caldera varía de 5 a 40 p.p.m. como  $\text{SO}_3$ , de acuerdo con la presión de operación. Se recomiendan concentraciones de 20 a 40 p.p.m. para presiones hasta de 42  $\text{Kg/cm}^2$ . (600 lbs/pulg<sup>2</sup>.) y valores de 5 a 10 p.p.m. para presiones de 63.5  $\text{Kg/cm}^2$ . (900 lbs/pulg<sup>2</sup>.). Esta concentración menor se debe a que a la temperatura de operación de las calderas de 63.5  $\text{Kg/cm}^2$ . (900 lbs/pulg<sup>2</sup>.) el sulfito se descompone más rápidamente y manteniendo bajas concentraciones se disminuye el consumo y son menores los productos de descomposición. Aún a presiones mayores de operación se emplea el sulfito de sodio a bajas concentraciones.

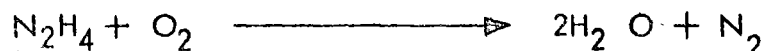
La inyección del sulfito es conveniente hacerla en la sección de almacenamiento del deaerador con objeto de proteger las bombas de alimentación, los calentadores de alta presión, la tubería de alimentación y la válvula de control de agua de alimentación.

En plantas que tienen sobrecalentadores de tipo de rocío en los que la temperatura del vapor sobrecalentado se controla rociando el agua de alimentación al vapor, el sulfito disuelto en el agua sería llevado hasta la turbina donde quedaría depositado en los álabes en forma de incrustación. En este caso el sulfito se alimenta después del punto donde el agua de alimentación se introduce al sobrecalentador.

### 2.9.3. HIDRAZINA. -

La hidrazina es un producto orgánico empleado también en soluciones acuosas para la eliminación química del oxígeno.

La reacción de desoxigenación es la siguiente:



Como se vé, los productos de reacción no aumentan la concentración de sólidos en el agua de la caldera a diferencia del Sulfito de Sodio que produce Sulfato de Sodio al reaccionar con el oxígeno.

1 p.p.m. de oxígeno necesita solo 1 p.p.m. de Hidrazina para reaccionar completamente y la cantidad de Hidrazina residual en la caldera es del orden de 0.01 a 0.1 p.p.m. por lo que su aplicación resulta económicamente ventajosa.

La Hidrazina se recomienda principalmente para calderas de alta presión donde las temperaturas del agua descomponen rápidamente el Sulfito de Sodio. Se vende en soluciones acuosas del 15% de concentración.

Como ventaja sobre el empleo del sulfito además de que no aumenta los sólidos, está la de que puede usarse con sobrecalentadores de tipo de rocío.

Por el calentamiento se descompone cierta cantidad de Hidrazina formándose como subproducto amoníaco.

Esta descomposición se acelera al aumentar la concentración de Hidrazina en la caldera. El amoníaco neutraliza el bióxido de carbono producido por la descomposición de los carbonatos, disminuyendo las características corrosivas del condensado, sin embargo, en presencia de oxígeno este amoníaco ataca el cobre de los tubos del condensador produciendo una corrosión en los mismos. Por este motivo debe vigilarse la concentración de amoníaco en el condensado y mantenerse en menos de 0.25 p.p.m.

En ausencia total de oxígeno en el condensado la concentración de amoniaco no constituye un problema.

#### 2.9.4. DISPERSANTES ORGANICOS.-

Son sustancias del tipo de la lignina y los taninos extraídas de la madera o de la corteza de algunas especies de árboles. Se emplean para reducir la tendencia de los lodos a adherirse a las superficies de la caldera. Sin el dispersante los lodos tienden a permanecer en la caldera ya sea acumulándose en los cabezales en forma suelta o como una capa adherente sobre las superficies de la caldera.

Cuando las partículas de lodo comienzan a formarse se cubren con una película de dispersante, impidiendo la agrupación de unas partículas con otras y evitando que se formen masas rápidamente asentables y adherentes.

Estos dispersantes se emplean muy raramente en calderas de alta presión, pero son muy útiles cuando el agua de alimentación es agua suavizada, y como tratamiento del agua de los evaporadores.

#### 2.9.5. ANTIESPUMANTES.-

En las calderas que se operan, con alto contenido de sólidos y alcalinidad en el agua, o con materia orgánica disuelta, se tiene el problema de la formación de múltiples burbujas sobre la superficie del agua. La espuma producida puede llegar a llenar el espacio de vapor de la caldera y originar la producción de un vapor contaminado. El agua concentrada en sólidos y arrastrada con el vapor ocasiona depósitos en los sobrecalentadores, tuberías de vapor y álabes de las turbinas.

Los depósitos en sobrecalentadores provocan rotura de tubos por sobrecalentamiento, y los depósitos en las turbinas ocasionan pérdidas de eficiencia.

Para evitar estos problemas es necesario mantener un elevado régimen de purgas, con objeto de mantener los valores de sólidos y alcalinidad dentro de límites determinados.

Esto da por resultado pérdidas considerables de calor, por lo que se ha recurrido al empleo de sustancias orgánicas denominadas antiespumantes que inhiben la formación de las burbujas sobre la superficie del agua permitiendo, por tanto, mayores concentraciones de sólidos en el agua de la caldera. Las sustancias que tienen estas propiedades anti-espumantes son ésteres polimerizados, poliamidas y alcoholes que se dosifican a la caldera en concentraciones de 1 a 10 p.p.m.

Desde luego que también hay factores mecánicos y de operación que contribuyen a los arrastres y contaminación del vapor los que deben eliminarse para conseguir un vapor de buena calidad.

Estos factores son, un mal diseño de la caldera, separadores mal instalados, niveles altos de operación, y circulación defectuosa por cambios de carga.

Para evitar estos arrastres mecánicos se emplean dispositivos tales como - mamparas, separadores ciclónicos y otros tipos de depuradores que desvían el flujo de vapor en la caldera separando el agua que lleva consigo.

#### 2.9.6. AMINAS.

Los carbonatos disueltos en el agua de la caldera se descomponen produciendo  $\text{CO}_2$  que se mezcla con el vapor y queda disuelto al condensarse éste. Además, el oxígeno que entra al sistema por bombas de condensado y sellos hacen que el condensado tenga propiedades ácidas y corrosivas. El empleo de algunas aminas contra-rrresta esta agresividad. Las aminas empleadas se dividen en Neutralizantes y Fílmicas.

Las aminas neutralizantes tales como la ciclo-Hexilamina  $\text{C}_6\text{H}_{11}\text{NH}_2$  y la - morfolina  $\text{C}_4\text{H}_9\text{NO}$ . cuando se alimentan a la caldera se volatilizan con el vapor y se combinan con el  $\text{CO}_2$  en el condensado, neutralizando su acidez. La dosificación se controla bajo la base de elevar el pH del condensado a 7.0.

Las aminas fílmicas funcionan de manera diferente a las aminas neutralizantes ya que no neutralizan el  $\text{CO}_2$  sino que forman una película monomolecular sobre la superficie metálica, repelente al agua, que es una barrera entre el metal y el condensado protegiendo a aquel contra el ataque corrosivo del  $\text{CO}_2$  y del oxígeno.

Las aminas empleadas son las de cadena lineal de 10 a 12 carbonos como la hexadecil-amina, octadecilamina, y la di-octadecilamina.

Estas aminas se dosifican en solución al 1% a la línea principal de vapor donde se dispersan fácilmente con el vapor, o bien directamente a la caldera.

La concentración de aminas que debe mantenerse en el condensado es de 0.5 a 1.0 p.p.m. para conseguir una buena protección.



### 2.9.7. NITRATOS.-

Las altas concentraciones de hidróxido de sodio en el agua de la caldera dan lugar a un fenómeno de cristalización del metal que lo vuelve frágil, - - quebradizo y finalmente causa la falla del metal. Este fenómeno se denomina Fragilización Cáustica y ocurre en los domos remachados, en el extremo del rolado - de los tubos o donde existe alguna pequeña fuga de agua de la caldera. Es condición además, que el metal de la caldera esté sujeto a altas tensiones debido a tra - bajo frío del metal o a expansiones y contracciones.

En donde ocurren las pequeñas fugas o donde se atrapa el agua de la caldera, tiene lugar por efecto de la evaporación, una alta concentración de sólidos alcanzándose alcalinidades del orden de 75,000 a 500,000 p. p. m. que pro - ducen la Fragilización Cáustica.

Para determinar si un agua tiene tendencias a la fragilización se instalan aparatos de prueba especiales llamados Detectores de Fragilización Cáusti - ca.

El nitrato de sodio es una sustancia inorgánica que se emplea como inhibidor de la fragilización cáustica en concentraciones que dependen del valor de alcalinidad cáustica en el agua. Las relaciones de  $\text{NaNO}_3/\text{NaOH}$ , varían - de acuerdo con la presión, de 0.20 a 0.40.

### 2.9.8. DOSIFICACION.-

Todas estas sustancias, es decir los fosfatos, sulfitos y demás produc - tos se dosifican a las calderas preparando soluciones en tanques, de donde las to - ma una bomba de pistón de alta presión y las inyecta directamente en el punto - de aplicación que puede ser la línea de alimentación, deureador, domo de la - caldera o línea de vapor. Las bombas deben operar lo más continuo que sea posi - ble para conseguir una protección uniforme.

En algunos casos se dosifican estos productos en forma intermitente, - preparando las soluciones en tanques de presión donde son arrastradas a la caldera por medio de una conexión en derivación entre este tanque y la línea de descar - ga de la bomba de agua de alimentación.

### 2.10. CONTROL Y ANALISIS DEL AGUA DE LA CALDERA. -

El control en el tratamiento interno se lleva mediante análisis fre - cuentes del agua de la caldera con objeto de vigilar que se mantengan dentro de los límites de concentración recomendados, las sustancias dosificadas así como - los compuestos que pueden ocasionar incrustaciones, corrosiones y arrastres.

Las determinaciones que normalmente se efectúan en el agua de la caldera son:

### 2.10.1. ALCALINIDADES A LA FENOLFTALEINA Y AL ANARANJADO DE METILO.

Para evitar la corrosión y la tendencia del agua a causar la fragilización cáustica, en calderas de menos de  $45 \text{ Kg/cm}^2$ , se mantienen los valores de F. y M en valores que varían de 60 a 80 p.p.m. para F, y de 150 a 350 p.p.m. para M. Se procura que toda la alcalinidad sea debida a alcalinidad de Carbonatos con límites de alcalinidad de Hidróxidos de 3 a 35 p.p.m. Se limita este valor de los  $\text{OH}^-$  como ya se dijo, para prevenir la Fragilización Cáustica. El agua alcalina también mantiene la sílice en solución. El control de alcalinidades se regula mediante un ajuste en el régimen de purgas. Para aumentar la alcalinidad de Hidróxidos se dosifica Sosa Caústica o Fosfatos alcalinos. No se recomienda el uso de Carbonato de Sodio por introducir al sistema el Bióxido de Carbono corrosivo.

Las alcalinidades elevadas aumentan la tendencia a la formación de espuma.

### 2.10.2. pH.

Mediante el control de la alcalinidad en el agua de la caldera se obtienen valores de pH entre 10.5 y 11.6 que es donde ocurre la menor disolución del acero. Cuando el pH es menor o mayor que estos valores pueden ocurrir fenómenos de corrosión.

En calderas de alta presión se recomiendan en ocasiones valores de pH entre 8 y 9 con bajas concentraciones de fosfatos, para reducir al mínimo los arrastros de sólidos en el vapor.

### 2.10.3. SILICE.

El agua de repuesto a las calderas, bien evaporada o desmineralizada, lleva aún disueltas cantidades pequeñas de sílice que varían desde 0.01 hasta 1 p.p.m. Por efecto de la concentración del agua en la caldera, la sílice también se concentra, ocasionando incrustaciones muy duras y de alta resistencia a la transmisión de calor. La sílice forma incrustaciones de silicato de Calcio al combinarse con este elemento. Con el Aluminio proveniente de los coagulantes solubilizados que llegan hasta la caldera, la sílice se combina formando incrustaciones de Sílico-Aluminatos (analcita).

En la operación de calderas de alta presión la concentración de Sílice es más crítica, en vista de que además de las incrustaciones formadas, a las temperaturas de operación la sílice se volatiliza y es arrastrada con el vapor, depositándose en los álabes de las turbinas al enfriarse el vapor por la expansión.

Las asociaciones de fabricantes de calderas establecen límites para la concentración de Sílice de acuerdo con las presiones de operación. Estos límites aparecen más adelante.

La manera de mantener los valores de Sílice por debajo de los límites es disminuyendo su concentración en el agua de alimentación y reemplazando las purgas de la caldera. En la mayoría de los casos la Sílice es el factor determinante del régimen de purgas.

#### 2.10.4. SÓLIDOS TOTALES.

Los sólidos en suspensión y los disueltos en el agua de la caldera, deben mantenerse por debajo de ciertos límites de acuerdo con la presión, para prevenir la tendencia a la formación de espuma y los arrastres de sólidos con el vapor. Las tolerancias varían de 200 a 3500 p.p.m. de sólidos totales, de acuerdo con la presión de la caldera.

#### 2.10.5. FOSFATOS, SULFITOS, HIDRAZINA.

Mediante el análisis de estos compuestos se conoce su concentración en el agua de la caldera, determinando los cambios en la dosificación con objeto de mantener los valores dentro de los límites. Como ya se indicó la Hidrazina se inyecta cuando no se emplea el Sulfito de Sodio.

#### 2.11. CONCENTRACIONES PERMISIBLES.

La Asociación Americana de fabricantes de Calderas (A.B.M.A.) de los Estados Unidos, con objeto de garantizar la pureza del vapor, estipula los límites de la tabla siguiente en la concentración de Sólidos Totales, Sólidos en Suspensión y Alcalinidad; aunque para cada caso particular, deben de establecerse los valores límites que la práctica haya sancionado y que eviten los problemas mencionados con anterioridad.

Kg/cm <sup>2</sup>	PRESION lbs/plg <sup>2</sup> .	SOLIDOS EN SUSPENSION p.p.m.	SOLIDOS TOTALES p.p.m.	ALCALINIDAD Total p.p.m.
0-21.1	0-300	300	3500	700
21.2-31.7	301-450	250	3000	600
31.8-42.2	451-600	150	2500	500
42.3-52.8	601-750	100	2000	400
52.9-63.4	751-900	60	1500	300
63.5-70.4	901-1000	40	1250	250
70.5-105.6	1001-1500	20	1000	200
105.7-140.8	1501-2000	10	750	150
140.9 ó mayor	2001- ó mayor	5	500	100

La concentración de Sílice se recomienda mantenerla por debajo de los siguientes valores límites para evitar incrustaciones en tubos y álabes de las turbinas.

Kg/cm <sup>2</sup>	PRESION lbs/pulg <sup>2</sup>	SILICE MAX. p.p.m. SiO <sub>2</sub>
17.6-42.2	250-600	40-50
42.3-63.4	601-900	20-30
63.5-84.5	901-1200	10-20
84.5	1200	5-10
126.8	1800	1

Los Laboratorios Hall especialistas en tratamiento de agua de los Estados Unidos recomiendan los siguientes valores para aguas de calderas.

Kg/cm <sup>2</sup>	PRESION lbs/pulg <sup>2</sup>	ALCALINIDAD p.p.m. OH	FOSFATOS p.p.m. PO <sub>4</sub>	SULFITOS p.p.m. SO <sub>3</sub>	SILICE ppm SiO <sub>2</sub>	SOLIDOS EN SUSPENSION	SOLIDOS DI- SUELTOS.
3.52	50	35	30-50	30-60	185	1400	3400
21.1	300	30	30-50	30-60	125	640	2800
42.2	600	25	30-50	30-60	50	290	2000
63.4	900	15	5-10	5-10	26	136	1250
84.5	1200	3	3		7	5 ó menos	500
126.8	1800	3	3		1.8		200

Para el acondicionamiento químico de calderas de alta presión, se han desarrollado cuatro tratamientos específicos denominados:

1. - Control de Precisión.
2. - Método de Alcalinidad Cautiva ó Control Coordinado Fosfatos-pH
3. - Fosfatos Bajos o Método Congruente.
4. - Agua Pura.

	CONTROL DE PRECISION	CONTROL COORDINADO FOSFATO-pH	CONTROL - CONGRUENTE.	AGUA PURA
NaOH en --- p.p.m.	15-50	0	0	0
PO <sub>4</sub> en p.p.m.	2-4	15-50	2-4	0
Sólidos Totales	50-100	100-200	6-10	1-2
pH	10.5-11.0	10.0-10.6	8.5-9.3	8.9-9.1

1. - Control de Precisión.

Consiste en mantener bajas concentraciones de sílice y fosfatos, para reducir los arrastres de sílice a la turbina y evitar los depósitos de fosfato de magnesio en las superficies de la caldera.

El magnesio que entra a la caldera se combina con el fosfato para formar un compuesto pegajoso de Hidroxi-fosfato de Magnesio. Con concentraciones bajas de fosfatos, el magnesio se combina casi exclusivamente con la sílice, para formar un lodo menos adherente de silicato de magnesio, llamado serpentina. Por esta razón es necesario disminuir la concentración de fosfato al mantener en la caldera concentraciones más bajas de sílice, para evitar la formación del hidroxifosfato de magnesio.

Este control requiere la presencia de cierta cantidad de hidróxido libre, para mantener fluidos los lodos que llegaran a formarse. Sin embargo se ha visto que a medida que las presiones de operación se han incrementado, aumentando consecuentemente las temperaturas del metal, se ha encontrado que la alcalinidad de hidróxidos ha sido perjudicial, pues acelera la corrosión debajo de los depósitos de productos de corrosión particularmente en las superficies calientes, causando lo que se llama "ataque cáustico", caracterizado por picaduras y acanaladuras. Este fenómeno se ha presentado con mayor frecuencia en calderas que operan a presiones superiores a los  $98 \text{ Kg/cm}^2$ . (1400 lbs/plg<sup>2</sup>).

## 2. - Control Coordinado Fosfatos-pH.

Consiste en mantener el pH del agua de la caldera debajo de una curva que tiene como coordenadas los fosfatos y el pH de soluciones de diferentes concentraciones de fosfato trisódico. Se supone que al no existir causticidad libre no puede ocurrir el ataque cáustico.

Sin embargo para mantener un pH entre 10.0 y 10.6 se requiere mantener un fosfato residual de 15 a 50 p.p.m. Estas concentraciones en calderas de más de  $140 \text{ Kg/cm}^2$ . (2000 lbs/pulg.<sup>2</sup>.) pueden causar arrastres a la turbina disminuyendo su eficiencia.

Una modificación a este método emplea residuales de fosfato de 10 p.p.m.

## 3. - Control Congruente.

En algunos casos no es suficiente mantenerse abajo de la curva Fosfatos-pH del control coordinado para evitar la corrosión porque en condiciones en las que se producen concentraciones localizadas (hideout), se puede producir hidróxido de sodio a partir de soluciones de fosfato de sodio; en cambio se ha encontrado que la relación congruente de sodio a fosfato ( $\text{Na/PO}_4$ ) es entre 2.65 y 2.85. Con base a esta relación se ha construido una curva representando una relación de Sodio a Fosfato inferior a 3.0, en substitución de la de fosfato trisódico. Se recomienda que la relación que deberá tomarse es la de 2.6 para las calderas de alta presión.

Los fosfatos mantenidos son entre 2-4 p.p.m. y pH entre 8.5 y 9.3. Esta relación se logra mediante la adición apropiada de ácido fosfórico, fosfatos monosódico, fosfato disódico, fosfato trisódico, hidróxido de sodio, o mezclas de los mismos.

# CONTROL DE ALCALINIDAD CAUTIVA

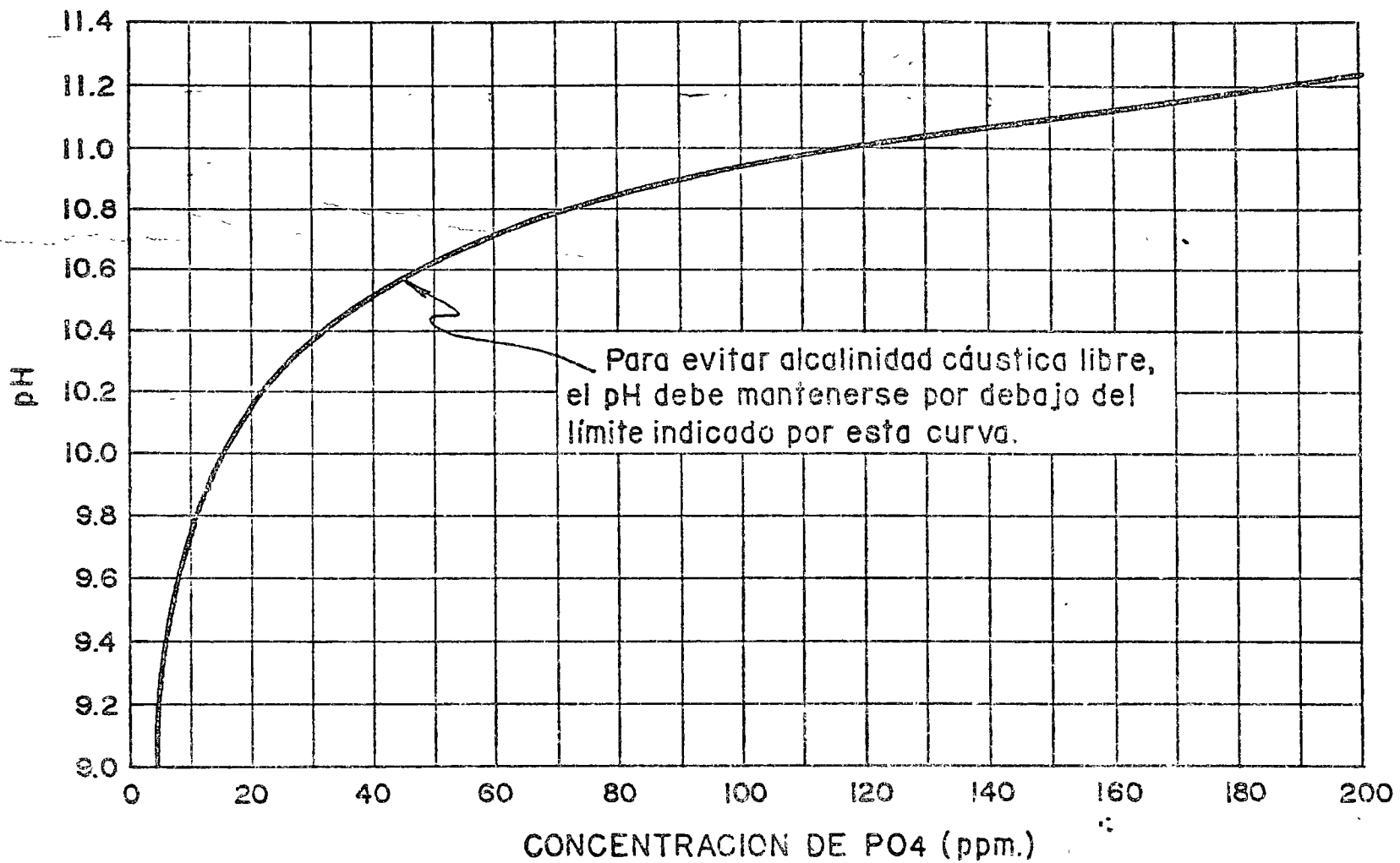


FIG. No. 29

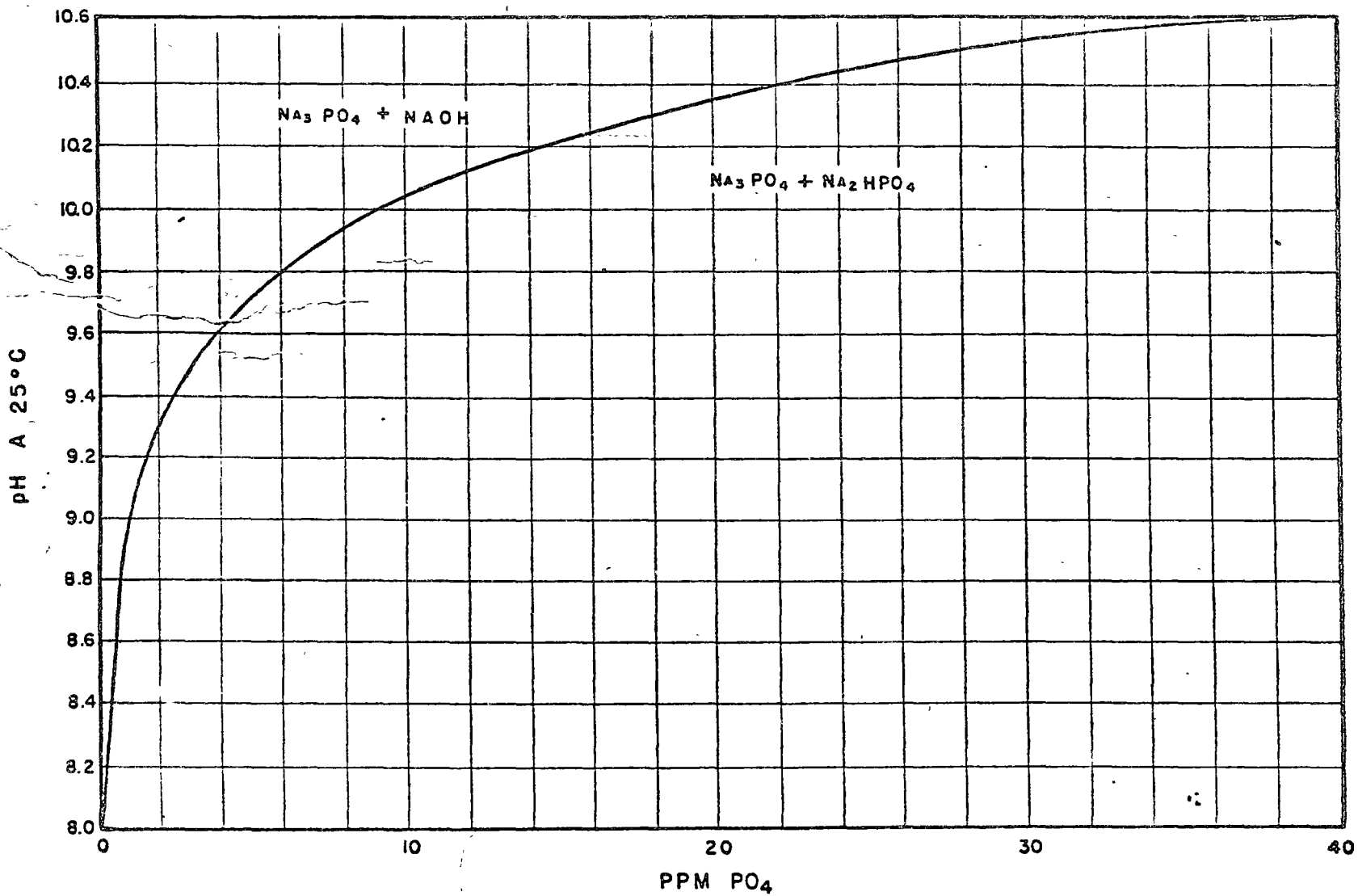


FIG. No. 30.- CURVA PARA EL CONTROL COORDINADO DE FOSFATOS, NIVEL BAJO, PARA USO EN CALDERAS DE ALTA PRESION.



#### 4. - Agua Pura.

El método del "Agua Puro" o también llamado de "Cero sólidos" no mantiene prácticamente sustancias químicas o cuando menos sustancias químicas disueltas en el agua de las calderas. No excluye por completo el uso de -- sustancias químicas sino que su empleo está dirigido a mantener pura el agua -- de la caldera.

Este método ha tenido aceptación últimamente en las calderas modernas, las que por ser de muy elevadas presiones de operación toleran menos la -- presencia de sólidos en el agua. Sin embargo, este método deja de ser adecuado cuando existe la posibilidad de que inadvertidamente se introduzcan en el -- sistema contaminantes tales como sílice, fierro, cobre y dureza.

## 2.12. PROBLEMAS OCASIONADOS POR FALLAS EN EL TRATAMIENTO INTERNO.

Las fallas tenidas en el tratamiento del agua se reflejarán en una disminución en la eficiencia de los equipos, mayores gastos de mantenimiento y costosas paradas en las unidades afectadas.

Los principales problemas debidos a un mal control en el tratamiento del agua son los siguientes.

- 1.- Formación de incrustaciones y depósitos en las superficies de calentamiento.
- 2.- Corrosión tanto en las líneas de vapor condensado como en la misma caldera.
- 3.- Arrastre de impurezas en el vapor.

1o.- Formación de incrustaciones y depósitos. La principal causa de la formación de incrustaciones en calderas, economizadores, calentadores y bombas de agua de alimentación, es la disminución de la solubilidad de las sales formadoras de incrustaciones, cuando se incrementa la temperatura del agua de la caldera o de alimentación, que las contiene.

Las sales contenidas en la película de agua adyacente al metal serán las primeras en cristalizar hasta llegar a formar una incrustación de espesor considerable.

Las incrustaciones así formadas crean un problema en la operación de las calderas debido a su baja conductividad térmica como lo muestra la tabla siguiente en la cual se les compara con las conductividades encontradas en otros materiales.

Incrustación o material	Conductividad Térmica BTU/Pie <sup>2</sup> (°F) plg.
Analcita	8.8
Fosfato de calcio	25
Sulfato de calcio	16
Fosfato de magnesio	15
Oxido de hierro magnético	20
Incrustación de silicato (poroso)	0.6
Acero de la caldera	310
Ladrillo	7.7
Ladrillo aislante	0.7

- 1.- Formación de incrustaciones y depósitos en las superficies de calentamiento.
- 2.- Corrosión tanto en las líneas de vapor condensado como en la misma caldera.
- 3.- Arrastre de impurezas en el vapor.

1o.- Formación de incrustaciones y depósitos.- La principal causa de la formación de incrustaciones en calderas, economizadores, calentadores y bombas de agua de alimentación es la disminución de la solubilidad de las sales formadoras de incrustaciones, cuando se incrementa la temperatura del agua de la caldera o de alimentación, que las contiene.

Las sales contenidas en la película de agua adyacente al metal serán las primeras en cristalizar hasta llegar a formar una incrustación de espesor considerable.

Las incrustaciones así formadas crean un problema en la operación de las calderas debido a su baja conductividad térmica como lo muestra la tabla siguiente en la cual se les compara con las conductividades encontradas en otros materiales.

Incrustación o material	Conductividad Térmica BTU/pie <sup>2</sup> . (°F) plg.
Analcita	8.8
Fosfato de calcio	25
Sulfato de calcio	16
Fosfato de Magnesio	15
Oxido de hierro magnético	20
Incrustación de silicato (poroso)	0.6
Acero de la caldera	310
Ladrillo	7.7
Ladrillo aislante	0.7

La presencia de la incrustación aislante tendrá como consecuencia una disminución en la eficiencia de la caldera y por lo tanto un mayor consumo del combustible utilizado.

El problema de las incrustaciones puede ser mucho más grave, por la necesidad de incrementar la temperatura en el horno para obtener la misma capacidad de evaporación en una caldera pues puede alcanzarse una temperatura a la cual los tubos sufran abombamientos (aproximadamente 900°F) y finalmente ocurra la falla de los mismos, teniendo que parar la unidad.

Cuando se trata de calderas de alta presión con su correspondiente elevada temperatura, la situación se vuelve aún más crítica debido a la menor diferencia entre la temperatura límite del material y la temperatura normal de operación.

Las fallas en los tubos puede deberse también a su taponamiento por depósitos desprendidos, los cuales impiden la circulación del agua, ocurriendo entonces el sobrecalentamiento del tubo.

Las incrustaciones pueden ser identificadas por medio de análisis químicos gravimétricos pudiendo recurrir también al método de difracción y fluorescencia de rayos X en el caso de que se trate de un material cristalino.

Las incrustaciones más comunes son las producidas por las sales de calcio y magnesio, las de Sílice y las de óxidos de Hierro y Cobre. Con el tratamiento externo, tal como en los procesos ya descritos de cal-carbonato y suavización con zeolitas se reduce el contenido de calcio y magnesio en el agua de alimentación. Con el tratamiento interno a base de fosfatos, se eliminarán las trazas de dureza remanente en la caldera, eliminando los lodos depositados de fosfato tricálcico e hidróxido de magnesio por medio de extracciones de fondo.

La precipitación del carbonato de calcio ocurrirá en ausencia de fosfatos y cuando el agua contiene cantidades apreciables de bicarbonato de calcio, por lo mismo es frecuente encontrar depósitos de carbonato de calcio en las líneas de agua de alimentación, en los economizadores y en los calentadores abiertos.

El sulfato de calcio es más soluble en agua que el carbonato de calcio y la presencia de ésta sal en las calderas es indicación de falta de tratamiento interno o de falta de control químico en la caldera.

El silicato de calcio es frecuentemente depositado en la caldera resultando de la combinación de los compuestos de calcio y los iones de silicato normalmente presentes en la caldera.

Es más fácil prevenir la formación de incrustaciones debidas a las sales de magnesio. El fosfato de magnesio es un precipitado pegajoso, la incrustación de silicato de magnesio es en cambio un compuesto de extremada dureza que suele formarse en las superficies de alta transferencia de calor.

Además de las incrustaciones de silicatos antes mencionados existen otras incrustaciones debidas a la sílice, particularmente las que existen en combinación con el ión Aluminio, un ejemplo de este tipo de incrustaciones es la "Analcita"  $\text{Na}_2\text{O} \cdot \text{Al}_2\text{O}_3 \cdot 4\text{SiO}_2 \cdot 2\text{H}_2\text{O}$ . La formación de este compuesto, generalmente ocurre en calderas de alta presión, cuando no se mantienen bajos valores de sílice en el agua de la caldera a base de extracciones o por no tener un tratamiento externo adecuado para bajar la sílice, el aluminio puede llegar a la caldera por una falta de control en el equipo precipitador permitiendo gran exceso en la dosificación del coagulante de aluminio usado.

Los depósitos de Oxido de Fierro y Cobre son encontrados generalmente en calderas a las que se le suministra un agua de alimentación muy pura.

Los precipitados de fierro encontrados en la caldera, son el producto de la corrosión del fierro y del acero por el agua de condensado o de alimentación.

En algunos casos, los depósitos de óxido de hierro y silicato de hierro no son solo productos de corrosión externa a la caldera, el ataque corrosivo puede ocurrir en la misma caldera por altas concentraciones de alcalinidad cáustica u oxígeno disuelto.

El cobre procede de la corrosión en el condensador, impulsores de bomba, calentadores y evaporadores, cuando estos equipos se fabrican con aleaciones de cobré.

Para evitar la corrosión de las líneas de condensado por Bióxido de Carbono se recurre al uso de aminas filmicas, aminas neutralizantes y amoniaco.

Este último gas puede obtenerse como subproducto de la hidrazina, cuando se utiliza este compuesto en el tratamiento interno de la caldera.

El amoniaco que destila con el vapor en concentraciones elevadas como 10 p.p.m. en presencia de Oxígeno ataca al cobre y sus aleaciones rápidamente.

damente, siendo el condensador el primer equipo afectado.

En recientes instalaciones de plantas nucleares y en algunas unidades de vapor que requieren una excelente calidad en el agua de alimentación, utilizan un desmineralizador dentro del ciclo mismo de generación de vapor además del desmineralizador utilizado para el agua de repuesto de éste ciclo. Con la unidad pulidora de condensado podremos eliminar el fierro, el cobre, gases, etc.

2o.- Corrosión.- La corrosión es un problema que se presenta en las calderas, líneas de condensado, válvulas, trampas de vapor, etc.

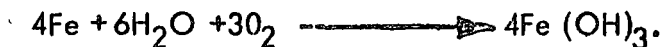
Cuando este fenómeno se presenta, el problema no se reduce a reemplazar las piezas afectadas sino que es necesario eliminar los productos de la corrosión los que podrían ocasionar taponaduras en otras partes del sistema.

Las unidades en ocasiones son puestas fuera de servicio por problemas de corrosión por lo que los costos se elevan excesivamente.

La corrosión y picado de los tubos en las calderas se debe casi siempre a un bajo pH generalmente ocasionado por la presencia de CO<sub>2</sub> disuelto en el agua de la caldera o a la presencia de oxígeno.

La corrosión en las líneas de vapor y condensado se debe principalmente a la acción de los gases oxígeno, y dióxido de Carbono.

La reacción de corrosión por oxígeno disuelto puede ser ilustrada como sigue:



Fierro + Agua + Oxígeno  $\longrightarrow$  Hidróxido Férrico.

El Hidróxido de Fierro puede transformarse en herrumbre como sigue:



Hidróxido Férrico  $\longrightarrow$  Óxido Férrico + Agua

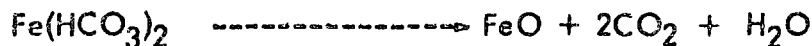
El Dióxido de Carbono disuelto en el agua forma el ácido carbónico, el cual es un ácido débil que ataca al fierro de acuerdo con la siguiente ecuación.



Fierro + Acido Carbónico = Bicarbonato de Hierro + Hidrógeno

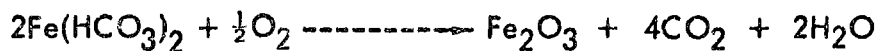
Esta reacción se lleva a cabo rápidamente cuando el pH es más bajo de 5.9, el bicarbonato de hierro eleva el pH y cuando este llega a 5.9, la reacción se vuelve muy lenta, el hidrógeno formado también tiende a detener la reacción particularmente a pH superior a 5.9.

El bicarbonato de hierro es soluble y puede permanecer disuelto en el condensado, sin embargo puede precipitarse cuando hay una caída de presión o se reduce la cantidad de Dióxido de Carbono en el vapor descomponiéndose según la reacción.



Bicarbonato Ferroso  $\longrightarrow$  Oxido Ferroso + Dióxido de Carbono + Agua.

Cuando el oxígeno está también presente acelera la corrosión eliminando el hidrógeno del agua y el bicarbonato precipitará entonces como sigue:



Bicarbonato de fierro + Oxígeno  $\longrightarrow$  Oxido Férrico + Dióxido de carbono + agua.

El bicarbonato ferroso puede también descomponerse en óxido ferroso-férrico  $\text{Fe}_3\text{O}_4$  (Magnetita) y en carbonato ferroso  $\text{FeCO}_3$ . Todos éstos depósitos de  $\text{FeO}$ ,  $\text{Fe}_2\text{O}_3$ ,  $\text{Fe}_3\text{O}_4$  y  $\text{FeCO}_3$  se han localizado y son generalmente los responsables de las temperaturas.

Arrastre de impurezas en el vapor. - Los arrastres de agua de una caldera causa que las sustancias originalmente disueltas en la misma sean llevadas con el vapor y se depositen en las válvulas de corte y no retorno, sobrecalentadores, tuberías de vapor y en la turbina.

Las obturaciones no uniformes y progresivas en las turbinas pueden causar fallas en los cojinetes de empuje, fricción del rodete, etc.

La cantidad de sólidos presentes en el vapor no nos indican siempre la cantidad de sales depositadas. El tipo de material que arrastra el vapor a la turbina es tan importante como la cantidad.

Las principales sales arrastradas son la sosa cáustica el cloruro -- de sodio, el carbonato de sodio, el silicato de sodio y el fosfato de sodio. Estas sales dependiendo de su solubilidad a diferentes temperaturas se depositarán en la superficie caliente del sobrecalentador como el sulfato, carbonato y fosfato de sodio o en los diferentes álabes de la turbina, como el cloruro y silicato de sodio y la sosa cáustica.

Se han analizado una gran cantidad de depósitos para determinar la localización y tipo de material silíceo adherido a las aspas de la turbina. - La sílice se deposita en forma de los siguientes compuestos y en el orden siguiente:

- |   |   |                            |
|---|---|----------------------------|
| 1.- $2\text{Na}_2\text{O} \cdot \text{SiO}_2$ | } | Arriba del punto de rocío. |
| 2.- $\text{Na}_2\text{O} \cdot \text{SiO}_2$  |   |                            |
| 3.- $\text{Na}_2\text{O} \cdot 2\text{SiO}_2$ |   |                            |
| 4.- $\text{SiO}_2$ Cuarzo                     | } | Abajo del punto de rocío.  |
| 5.- $\text{SiO}_2$ Cristobalita               |   |                            |
| 6.- $\text{SiO}_2$ Sílice amorfa.             |   |                            |

La información disponible sugiere que un vapor con un contenido de sílice menor de 0.02 p.p.m. no causa depósitos en las turbinas.

Con anterioridad se han indicado los límites máximos de alcalinidad, sólidos disueltos, y sílice, necesarios para evitar la espumación y arrastre de sólidos y sílice a diferentes presiones de operación de las calderas.

Además de este control químico, el diseño de la caldera deberá contar con un buen medio mecánico para separar las masas de agua del vapor sometiendo éste a una serie de cambios bruscos, golpes contra mamparas y fuerza centrífuga, secándolo finalmente en superficies amplias y a muy baja velocidad para conseguir la eliminación de la humedad.



En calderas de muy elevada presión y donde la sílice no puede ser reducida por el tratamiento externo a los valores convenientes, se somete el vapor a la acción lavadora del agua de alimentación, con lo cual se evitan costosas purgas para mantener la sílice en el agua de la caldera dentro de valores conservadores. El lavado requiere un eficiente y rápido contacto entre el agua de alimentación limpia y el vapor. Estos elementos se encuentran también dentro del mismo domo de vapor.

## 2.13. HERVIDO DE CALDERAS ANTES DE SU PUESTA EN SERVICIO.

Al terminar el montaje de una caldera, las superficies internas se encuentran sucias con grasa y aceite que provienen de la capa protectora - aplicada a los tubos durante la erección para prevenir la corrosión del metal y de los aceites empleados como lubricante para el rolado de los tubos. Todas estas impurezas así como la tierra que se encuentra en el interior es necesario eliminarlas antes de poner en servicio la unidad, ya que constituyen un aislante para la transmisión del calor resultando en un aumento de la temperatura del metal, que puede ser suficiente para causar abolsamientos y roturas de tubos y placas.

Para eliminar estas grasas es necesario hacer una saponificación con sustancias alcalinas a la temperatura de ebullición del agua. Los jabones formados por efecto de la saponificación de las grasas intervienen como dispersantes y emulsionantes de las grasas con lo que se consigue su eliminación total de las superficies metálicas.

### 2.13.1. PROCEDIMIENTO DE HERVIDO.

Se llena la caldera de preferencia con agua destilada o tratada, a un nivel ligeramente inferior del registro del domo superior y se introduce por éste, disueltas en agua destilada caliente, las siguientes sustancias químicas.

Fosfato Trisódico ( $\text{Na}_3\text{PO}_4 \cdot 12\text{H}_2\text{O}$ ) ----- 5,000 p.p.m.

(o sean 5 Kgs. por cada 1000 litros de capacidad de la caldera).

Sosa Cáustica ----- 500 p.p.m.

(o sean 0.5 Kgs. por cada 1000 litros de capacidad de la caldera).

Después de lo cual se cierra el registro del domo, utilizando una junta provisional de asbesto (no la de acero inoxidable definitiva).

La combustión de la caldera se debe controlar para aumentar gradualmente la presión de la unidad hasta llegar a la recomendada por la ebullición inicial que es de 1/5 de la presión normal de operación.

Al elevar la presión se deberá mantener abierta la purga del sobrecalentador con objeto de que haya mejor circulación.

Una vez que se haya llegado a esta presión se deberá mantener durante cuatro horas, después de las cuales se deberá cerrar la purga del sobrecalentador y apagar todos los fuegos dejando reposar la caldera durante una hora, con objeto de permitir que se sedimenten los sólidos en suspensión. Después de este período de reposo se deberán abrir las válvulas de vaciado de la caldera sucesivamente (cabezales y domo inferior) hasta purgar aproximadamente  $\frac{1}{2}$  cristal de nivel, reponer luego al nivel y encender los pilones o con baja flama recuperar la presión, con la purga del sobrecalentador abierta.

Una vez que se recupere la presión se deberá mantener durante cuatro horas, después de las cuales se deja reposar y se repite la operación mencionada en el párrafo anterior.

Este proceso se repite continuamente durante el período del hervido, tomando muestras cada vez que se purgue, preferentemente del tanque de descargas. Estas muestras deberán analizarse por fosfatos y alcalinidad. Normalmente se nota un ascenso de estos valores al principio, debido a la mezcla que se efectúa en la caldera, pero si se nota un descenso marcado, deberán reponerse las sustancias químicas mediante la introducción de las mismas en solución concentrada, empleando las bombas dosificadoras de calderas, de preferencia separadamente el fosfato de la sosa cáustica, en las concentraciones siguientes:

Fosfato Trisódico 5 Kgs. por  $Mt^3$ . de agua de repuesto.

Sosa Cáustica 0.5 Kgs. por  $Mt^3$ . de agua de repuesto.

El tiempo total de hervido no deberá ser menor de 48 horas. Si al término de este período, los materiales en suspensión han disminuido considerablemente y no se observan partículas gruesas en suspensión, se dará por terminado el hervido, de lo contrario deberá prolongarse en la forma descrita hasta lograr esta condición.

## 2.13.2. INSTRUCCIONES PARA DESPUES DEL HERVIDO.

El procedimiento a seguir después de hervida la caldera, es dejarla enfriar, vaciarla y luego abrirla para lavarla con abundante agua cruda a presión mediante mangueras, hasta expulsar todos los depósitos y mate--

rias sólidas. Posteriormente se revisa que todos los tubos estén libres de materiales que puedan obstruir la circulación.

Los cristales de los niveles deberán limpiarse para asegurar una vi - sibilidad adecuada en la operación.

Después de lo anterior se prepara la caldera para la operación ini - cial, instalando las partes internas del domo que hayan sido quitadas para ha - - cer el lavado a presión, y poniendo la junta definitiva del registro del domo de la caldera.

## 2.14. MÉTODOS DE ALMACENAMIENTO DE CALDERAS.

Cuando una caldera va a quedar fuera de servicio por un período de terminado de días, semanas o meses, es necesario tomar algunas providencias para evitar la corrosión interna del metal. Esta corrosión la origina el oxígeno del aire en presencia de humedad.

La protección de la caldera o almacenamiento se efectúa empleando diversos métodos y sustancias químicas.

Si la caldera va a permanecer fuera de servicio mucho tiempo, se recomienda emplear el método seco, que consiste en vaciar la caldera, sellarla para prevenir la entrada de aire y humedad y mantenerla seca interiormente mediante el empleo de charolas conteniendo cal viva ( $\text{CaO}$ ), Alúmina o Gel de Sílice, las que se introducen en los domos de la Caldera y tienen la propiedad de tomar la humedad del medio que las rodea con lo cual se mantiene seco el interior de la caldera.

También se emplean sistemas de secado que consisten en soplar aire seco y caliente por el interior de la caldera y sobrecalentadores, o bien se desplaza el aire una vez seca la caldera con nitrógeno manteniendo una presión de 0.5 a 1  $\text{Kg./cm}^2$ .

Cuando la caldera se va a parar por un período relativamente corto y hay necesidad de tenerla lista para entrar al servicio, se emplea el método llamado húmedo el cual consiste en mantener la caldera totalmente llena de agua que se trata con sustancias químicas que como la sosa cáustica en concentraciones de 200 a 300 p.p.m., mantienen un pH elevado en el agua, con lo cual se previene la corrosión por acidez, y como el Sulfito de Sodio o la Hidrazina que se dosifican en: concentraciones de 100 p.p.m. uno u otro, y reaccionan con el Oxígeno previniendo la corrosión que produce este elemento en presencia de humedad.

Algunos métodos emplean aminas Neutralizantes ó aminas Fílmicas y otros métodos complementan la protección manteniendo el interior de la Caldera a presión con Nitrógeno.

También se ha empleado un método que consiste en mantener a presión de vapor la caldera, mediante la aplicación de vapor de 0.5 a 1  $\text{Kg/cm}^2$  sobre el nivel de operación.

Las calderas de alta presión se protegen llenando con agua a nivel normal de operación y a sus concentraciones normales de reactivos, y se mantiene - una presión de nitrógeno de  $0.35 \text{ Kg/cm}^2$ . ( $5 \text{ lbs./pulg.}^2$ ) del lado del vapor y en el sobrecalentador.

El sobrecalentador puede quedar inundado con condensado tratado con Hidrazina y Amoniaco o bien se protege con Nitrógeno.

Los métodos empleados por la Comisión Federal de Electricidad para protección de las calderas son los siguientes:

#### 2.14.1 ALMACENAMIENTO EN SECO DE CALDERAS.

1. - Una vez apagada la Caldera, que ha bajado su presión, y se ha enfriado, se vacía ésta, eliminando lodos o depósitos en el cuerpo, domos y tubos, mediante un lavado con agua a presión. Se elimina también el agua que se abolsa en tubos, cabezales y curvas del sobrecalentador.

2. - La caldera se seca completamente calentando con un fuego lento de leña, cuando menos durante 3 días, o hasta que se observe que no hay escape de vapor por las purgas de los domos y del sobrecalentador. Debe vigilarse la temperatura de los tubos de la caldera más expuestos a sobrecalentamientos, mediante la instalación de termopares o algún otro sistema de medición de temperatura. La temperatura del metal no debe ser superior a  $120^\circ\text{C}$ .

3. - Para mantener la caldera seca, se usa Cal viva, en cantidades de 10 Kgs. por cada 100 Mts. cuadrados de superficie de calentamiento. La cal se coloca en charolas de 2.5' cm. de altura y se introduce en los domos.

4. - Se sellan inmediatamente los domos y se cierran las válvulas: alimentación, vapor, purga y grifos.

5. - Las charolas deben inspeccionarse a intervalos de 3 meses y el suministro de cal debe reabastecerse si ha ocurrido su hidratación.

6. - Las superficies del lado de fuego de la caldera, deben limpiarse y mantenerse lo más secas posible. Es necesario asegurarse que no penetre agua dentro del aislamiento, envolvente o refractario y que no penetre agua de lluvia por los ductos de salida de gases de la caldera y por la chimenea. Todas las compuertas y mamparas deben mantenerse perfectamente cerradas. En tiempo lluvioso es conveniente calentar el horno con fuego lento de leña.

## 2.14.2. ALMACENAMIENTO EN HUMEDO DE CALDERAS.

Las dificultades que se presentan, para lograr un secado efectivo -- de la caldera, han motivado que se prefiera el almacenamiento en húmedo aún por períodos largos, con la enorme ventaja de que en un tiempo relativamente corto, se pueda volver a poner la caldera en condiciones de operación, con -- unas cuantas maniobras.

### 2.14.2.1. PERIODOS CORTOS.

No se drene la unidad. Si la caldera se pone fuera de servicio por un período de 2 a 3 días y la presión de la caldera va a bajar a la presión at-- mosférica, procédase como sigue:

Introdúzcase nitrógeno a través de la purga del sobrecalentador ó -- del venteo del domo cuando la presión baje a menos de  $0.35 \text{ Kg/cm}^2$ . (5 lbs/plg<sup>2</sup>.) Manténgase una presión total de  $0.35 \text{ Kg/cm}^2$ . (5 lbs/plg<sup>2</sup>.) con nitró-- geno.

### 2.14.2.2. PERIODOS MAYORES DE ALMACENAMIENTO.

Si la caldera no se va a abrir para trabajos de reparación y estará -- fuera de servicio por una temporada larga de un mes ó mas.

1.- Cuando la caldera esté fría, vacíese y llénese el sobrecalentador y reca-- lentador con condensado que contenga 200 p.p.m. de hidrazina y un pH míni-- mo de 10.0 ajustado con amoníaco (Alrededor de 300 p.p.m. de  $\text{NH}_3$ ). Intro-- dúzcase el condensado a través de la salida de las secciones no drenables de -- la caldera y llénese la caldera totalmente. El condensado tratado puede des-- plazarse del sobrecalentador con nitrógeno cuando existe posibilidad de que el agua se congele por baja temperatura ambiente, ó bien la unidad puede alma-- cenarse totalmente en húmedo bajo presión de nitrógeno. Manténgase una pre-- sión de nitrógeno de  $0.21$  á  $0.35 \text{ Kg/cm}^2$  (3 a 5 lbs/plg<sup>2</sup> manométricas). -- Cuando no hay instaladas válvulas a la salida del sobrecalentador y el recal-- entador, deberán tomarse medidas para cegar las líneas de tal manera que la cal-- dera pueda ser mantenida a presión.

2.- Si la temperatura ambiente llegara a valores inferiores a  $0^\circ\text{C}$  durante el -- período en que se encuentra la caldera fuera de servicio y almacenada, se de-- berán tomar medidas apropiadas para mantener la temperatura de los elementos -- arriba del punto de congelación.

NOTA 1) Cuando la unidad se va a volver a poner en servicio, será necesario: Abrir los venteos del domo y del sobrecalentador y poner el nivel -- del agua en el domo al nivel normal de operación antes de encender. Para conservar el suministro de nitrógeno usado para mantener la unidad a presión, ciérrase la válvula de los cilindros de nitrógeno antes de abrir los venteos de la caldera.

NOTA 2) Si no se dispone de suficiente agua desmineralizada o condensada -- que permita drenar totalmente la caldera para llenarla con agua con las cantidades de hidrazina y amoniaco recomendadas, se dejará a -- su nivel de operación, llenando unicamente el sobrecalentador y el espacio de vapor del domo, con condensado tratado. Esto no es muy recomendable, ya que el agua de la caldera, que aunque tiene un -- pH correcto, no contiene hidrazina que efectúa la acción pasivadora al metal.

3.- Cálculos.- La hidracina generalmente se expende en el comercio a una -- concentración del 15% de  $N_2H_4$  (BAYER) por lo tanto, para lograr una concen -- tración de 200 p.p.m. ( $200 \text{ gr}/M^3$ ) se deberá emplear:

$$\frac{200}{0.15} = 1340 \text{ gr}/M^3$$

1340 gramos de solución de Hidrato de Hidrazina por metro cúbico de agua con -- densada utilizada para llenar la caldera y el sobrecalentador.

Las soluciones de Hidróxido de Amónio contienen 28% de  $NH_3$ .

$$\frac{300}{0.28} = 1070 \text{ gr}/M^3$$

Como la densidad de la solución de amoniaco es de 0.9 se deberán -- emplear:

$$\frac{1070}{0.9} = 1200 \text{ cm}^3/M^3$$

1200  $\text{cm}^3$  de solución de hidróxido de amonio por metro cúbico de condensado.



EN RESUMEN:

Para obtener las concentraciones indicadas es preciso añadir al condensado que va a introducirse al sobrecalentador de la caldera, en el tanque - de donde succiona la bomba de llenado: 1340 grs. de solución de Hidrato de - Hidrazina del 15% y 1200 centímetros cúbicos de amoníaco por cada metro cúbico de condensado.

*A Conferencia  
" Limpieza Química de  
Calderas - "*

## 2.15. DETERMINACION DE GASTOS PARA AGUAS DE REPUESTO EN LAS - TORRES DE ENFRIAMIENTO, SEGUN EVAPORACION, ARRASTRES Y CONTROL DE CONCENTRACIONES.

---

Se requiere conocer la cantidad de agua de repuesto de una -  
torre de enfriamiento, debido a que será este gasto, la base para determinar la capa-  
cidad del equipo que ha de dosificar sustancias químicas, tales como ácido sulfúrico,  
cloro, cromatos, etc., así como para determinar la capacidad del equipo de trata -  
miento externo, en caso de que se piense utilizar agua tratada como repuesto.

La cantidad de agua de repuesto añadida deberá ser equivalente a  
la cantidad de agua perdida en el ciclo de enfriamiento.

Estas pérdidas son debidas a 3 causas:

E. - Evaporación.

A. - Arrastres.

P. - Purgas.

Por lo que la cantidad de agua de repuesto  $R = E + A + P \dots (1)$

El enfriamiento del agua en una torre no solo es debido a su contac-  
to con el aire frío (calor sensible) sino que se debe principalmente a que una pequeña -  
porción de agua se vaporiza al entrar en contacto íntimo con el aire.

Para esta evaporación se requiere una cantidad considerable de ca -  
lor (calor latente) el cual es robado a la gran masa de agua, la cual es entonces enfria-  
da.

Para vaporizar una libra de agua se requieren aproximadamente --  
1000 BTU.

Para enfriar 100 libras de agua,  $10^{\circ}\text{F}$  se requiere una pérdida de --  
1000 BTU.

Por ello podemos decir que por cada  $10^{\circ}\text{F}$  de enfriamiento tenido en  
100 lbs. de agua de la torre se evapora 1 lb. de agua con el aire, o sea que por cada-  
 $10^{\circ}\text{F}$  de enfriamiento que garantice la casa vendedora de la torre vamos a tener un 1%  
de pérdidas por evaporación.

$$E = 0.01 C \times \frac{^{\circ}F}{10} = 0.001 C x (^{\circ}F) \dots\dots\dots ( 2 )$$

C: Cantidad de agua de circulación.

<sup>o</sup>F: Grados Farenheit de enfriamiento.

Arrastres: En cualquier torre de enfriamiento habrá pérdida de partículas salpicadas al exterior.

Las pérdidas de agua arrastradas por el viento en una torre de tiro natural, como las utilizadas en el circuito abierto de plantas diesel alcanzan valores tan elevados como el 3-5%.

Las pérdidas habidas por este concepto en las torres de tiro inducido ya sean de flujo cruzado o a contracorriente, como las usadas normalmente en las termoeléctricas de vapor son del orden del 0.1 a 0.3%.

$$A = 0.003 C \dots\dots\dots ( 3 )$$

Purgas: Debido a la evaporación tenida en la torre de enfriamiento, las sales contenidas en el agua van concentrándose, si el agua de la torre no se purgara, llegaría un momento en el cual la concentración no aumentaría y la cantidad de sólidos introducida en el agua de repuesto sería equivalente a la cantidad de sólidos eliminados en los arrastres del agua concentrada, en ese momento llegaríamos al número máximo de concentraciones.

Nm: Número máximo de concentraciones  $\frac{\text{Sólidos en el agua de circulación}}{\text{Sólidos en el agua de repuesto.}}$

$$Nm = \frac{Sc}{Sr} \dots\dots\dots ( 4 )$$

Efectuando un balance de Sólidos se tiene:

$$R. Sr = A. Sc \qquad R = E + A$$

$$( E+A ) Sr = A Sc$$

$$\frac{Sc}{Sr} = \frac{E + A}{A} \qquad Nm = \frac{E + A}{A} \dots\dots\dots ( 5 )$$

Sr: Sólidos en el agua de repuesto.

Sc: Sólidos en el agua de circulación.

Nm: Número máximo de concentraciones.

En la práctica es raro el caso en que el agua de la torre no se purga pues las sales de calcio van concentrándose hasta llegar a su saturación, depositándose en el condensador y tuberías de agua de circulación.

Para las temperaturas encontradas en el ciclo de agua de circulación y con un tratamiento a base de ácido sulfúrico para formar Sulfato de Calcio, se puede aceptar el límite máximo conservador de 900 p.p.m. de calcio como  $\text{CaCO}_3$ .

El número de concentraciones permisibles se basará precisamente en la relación del valor indicado de 900 p.p.m. como límite de Calcio y la concentración de calcio del agua de repuesto.

$$N = \frac{900}{Ca} \dots\dots\dots (5)$$

N = Número de concentraciones permisibles.

Ca = Calcio del agua de repuesto como  $\text{CaCO}_3$

Efectuando un balance de sólidos se tiene:

$$RSr = (A+P) Sc$$

$$(E+A+P) Sr = (A+P) Sc$$

$$\frac{E+A+P}{A+P} = \frac{Sc}{Sr} \quad \frac{Sc}{Sr} = \frac{900}{Ca} = N$$

$$N = \frac{E+A+P}{A+P}$$

$$N ( A + P ) = E + A + P$$

$$N ( A + P ) - ( A + P ) = E$$

$$( N - 1 ) ( A + P ) = E$$

$$P ( N - 1 ) = E - A ( N - 1 )$$

$$P = \frac{E - A ( N - 1 )}{N - 1} \dots\dots\dots ( 6 )$$

Con esta fórmula se puede determinar el valor de P que es la cantidad de agua que se necesita purgar para mantener el valor de Calcio en el Agua de circulación de 900 p.p.m.

A continuación se presenta un ejemplo en el que se calcula el agua de repuesto en una torre de enfriamiento.

DATOS:

C: Gasto de agua de circulación (dato obtenido de la capacidad de las bombas de agua de circulación) 66,000 GPM.

°F: Enfriamiento en la torre: 18°F (real o de diseño).

Ca: Calcio del agua de repuesto. (dato obtenido por el análisis del agua cruda, o en el caso de utilizar agua tratada como repuesto deberá determinarse la calidad aproximada del agua efluente del tratamiento del agua correspondiente) = 152 p.p.m.

Calcio permisible en el agua de circulación: 900 p.p.m.

De la fórmula ( 2 ) :

$$E = 0.001 \times C \times \text{°F.}$$

( 1% por cada 10°F. )

$$E = 0.001 \times 66,000 \times 18 = 1188 \text{ G.P.M.}$$

De la fórmula ( 3 ) :

$$A = 0.003 \times C$$

$$A = 0.003 \times 66,000 = 198 \text{ G.P.M.}$$

De la fórmula ( 5 ) :

$$N = \frac{900}{Ca}$$

○ sea: 
$$N = \frac{900}{152} = 5.9$$

De la fórmula ( 6 ) :

$$P = \frac{E - A ( N - 1 )}{N - 1}$$

$$P = \frac{1188 - 198 ( 5.9 - 1 )}{5.9 - 1} = 44.4 \text{ G.P.M.}$$

De la fórmula ( 1 ) :

$$R = E + A + P$$

$$R = 1188 + 198 + 44.4 = 1430.4 \text{ G.P.M.}$$

B I B L I O G R A F I A

1. - Fieser Louis F. y Fieser Mary. - "Química Orgánica"  
Editorial Atlante, S. A. - 1948.
2. - Avalos y Vez León. - "Generadores de Vapor".  
Editorial Esime. - 1943.
3. - Pratt Arthur D. - "Principles of Combustion in the Steam Boiler Furnace"  
Babcock & Wilcox, Ltd. London. 1954.
4. - "Hays Gas Analyzers Operating Instructions and Parts List". - Pub. No.  
46-559.  
The Hays Corporation. - Michigan City, Indiana, U.S.A.
5. - Betz Handbook of Industrial Water Conditioning. - Sixth Edition.  
Betz Laboratories, Inc. - Philadelphia, Pa. 1962.
6. - Nordell Eskel. - "Water Treatment for Industrial and other uses".  
Reinhold Publishing Corp. - New York - 1951.
7. - Powell Sheppard T. - "Water Conditioning for Industry".  
McGraw-Hill Book Company, Inc. 1954.
8. - Hámer P. - "Industrial Water Treatment Practice".  
Butterworths and Imperial Chemical Industries Limited. - 1961.
9. - "The Operation of a "Chicago" Activated Sludge Sewage Treatment --  
Plant". -  
Instruction Booklet 1165-2 2nd. Edition  
Chicago Pump Company - 1945.
10. - Hall Seminar on Boiler Water Problems in Central Stations. -  
Hall Laboratories. - 1958.
11. - Hall Laboratories Field Seminar on water Problems in Central Stations.  
Dallas, Texas, U.S.A. 1966.



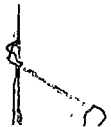


DISEÑO, OPERACION Y MANTENIMIENTO DE CALDERAS Y RECI-  
PIENTES A PRESION

Diseño de Rccipientes a Presión

Análisis y diseño  
Teorías de falla

Dr. Porfirio Ballesteros Baroccio



ESTOS TEMAS SE HAN TOMADO DE LOS LIBROS:

Alexander Mendelson. PLASTICITY: THEORY AND APPLICATION, 1968.  
The Mc Millan Company, New York.

Wilhelm Flugge, STRESS IN SHELLS, 1960. Springer - Verlag. Berlín, Go-  
ttingen, Heidelberg.

S. Timoshenko y S. Woinowsky - Krieger. THEORY OF PLATES AND SHELLS.  
1959. Mc Graw Hill Book Company. Inc.

O.C. Zienkiewicz. THE FINITE ELEMENT METHOD IN ENGINEERING SCIENCE.  
1971. Mc Graw Hill.



## CRITERIA FOR YIELDING

### 6-1 EXAMPLES OF MULTIAXIAL STRESS

In Chapter 2 the stress-strain curve for a material in simple tension was discussed and it was shown that there exists a yield point at which the material will begin to deform plastically. In this case the stress is uniaxial and this point can readily be determined. But what if there are several stresses acting at a point in different directions? What combination of these stresses will cause yielding? We know, for example, that for a hydrostatic stress, i.e., equal stresses in all directions, yielding does not occur even for very large values of stress. As another example involving a test which can be performed without too much difficulty, consider a thin-walled cylinder which is being pulled axially by a load  $P$ , is being twisted by a twisting moment  $T$ , and is pressurized internally (see Figure 6.1.1) by a pressure  $p$ .

By varying the pressure  $p$ , the axial pull  $P$ , and the torque  $T$ , it is possible to get various combinations of stresses, which will also of course result in

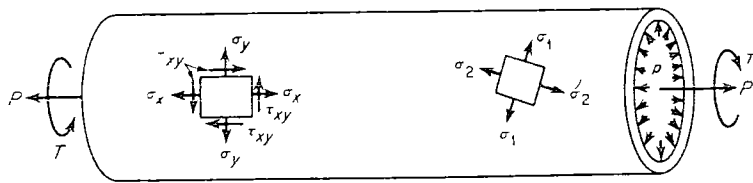


FIGURE 6.1.1 Combined stresses in thin-walled cylinder.

different principal directions. The question here is: For what combinations of loads will the cylinder begin to yield plastically?

Another simple example is the plane stress problem of a thin rotating disk with or without temperature gradients. At every point of the disk (except possibly at the rim) there exists a state of biaxial stress. The question again arises: For which states of biaxial stress will the disk deform plastically? The criteria for deciding which combination of multiaxial stresses will cause yielding are called *yield criteria*. The first step of any plastic flow analysis is to decide on a yield criterion. The next step is to decide how to describe the behavior of the material after yielding has started. In this chapter we shall discuss the choice of a yield criterion.

### 6-2 EXAMPLES OF YIELD CRITERIA

Numerous criteria have been proposed for the yielding of solids, going as far back as Coulomb in 1773. Many of these were originally suggested as criteria for failure of brittle materials and were later adopted as yield criteria for ductile materials. Some of the more common ones will be briefly discussed. Although some of these theories are no longer in use, they are included here both for their historic interest and to give the reader a feeling for the type of approach used in promulgating yield criteria.

#### Maximum Stress Theory, or Rankine Theory

This theory assumes that yielding occurs when one of the principal stresses becomes equal to the yield stress in simple tension  $\sigma_0$ , or the yield stress in compression  $\sigma_{0,c}$ . Thus if  $\sigma_1$  is the maximum principal stress and  $\sigma_2$  is the minimum principal stress, yielding will occur in tension when  $\sigma_1 = \sigma_0$  and it will occur in compression when  $\sigma_2 = \sigma_{0,c}$ . For a material with the same yield in tension and compression, this criterion becomes

$$\sigma_1 = \sigma_0 \tag{6.2.1}$$

or

$$\sigma_2 = -\sigma_0$$

A simple plot illustrating this criterion for the case of biaxial stress with  $\sigma_3 = 0$  is shown in Figure 6.2.1. The coordinates are the remaining principal stresses  $\sigma_1$  and  $\sigma_2$ . Yielding occurs when the state of stress is on the boundary of the rectangle, for then one of the stresses is at the yield point in tension or compression. For example, consider a thin-walled cylinder subjected to an

23



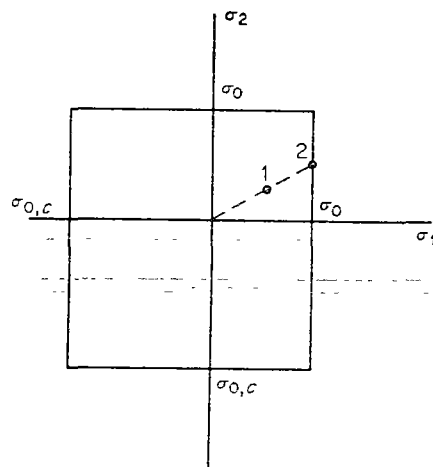


FIGURE 6.2.1 Maximum stress theory.

increasing internal pressure  $p$ . Let  $\sigma_1$  be the circumferential stress and  $\sigma_2$  the axial stress. Then  $\sigma_1 = 2\sigma_2$ . As the pressure is increased from zero, the stresses follow the dashed line of Figure 6.2.1, as shown,  $\sigma_1$  always being equal to twice  $\sigma_2$ . At point 1 the cylinder is still elastic, neither stress having reached the value of  $\sigma_0$ . At point 2,  $\sigma_1$  is equal to  $\sigma_0$  and yielding begins even though  $\sigma_2$  is only  $\frac{1}{2}\sigma_0$ . This maximum stress criterion, however, shows very poor agreement with experiment and is rarely used.

### Maximum Strain Theory, or Saint-Venant Theory

This theory assumes yielding will occur when the maximum value of the principal strain equals the value of the yield strain in simple tension (or compression),  $\epsilon_0 = \sigma_0/E$ . Thus if  $\epsilon_1$  is assumed to be the largest strain in absolute value, yielding will occur when

$$E\epsilon_1 = \sigma_1 - \mu(\sigma_2 + \sigma_3) = \pm\sigma_0 \quad (6.2.2)$$

or, for the biaxial case with  $\sigma_3 = 0$ ,

$$\begin{aligned} E\epsilon_1 = \sigma_1 - \mu\sigma_2 = \pm\sigma_0 & \quad \text{for } |\sigma_1| \geq |\sigma_2| \\ E\epsilon_2 = \sigma_2 - \mu\sigma_1 = \pm\sigma_0 & \quad \text{for } |\sigma_2| \geq |\sigma_1| \end{aligned} \quad (6.2.3)$$

A plot in the  $\sigma_1\sigma_2$  plane showing the boundary at which yielding begins is shown in Figure 6.2.2. This theory also does not agree well with most experiments. It has, however, been used in the design of guns, since some experimental results on thick-walled cylinders are in agreement with this theory [1].

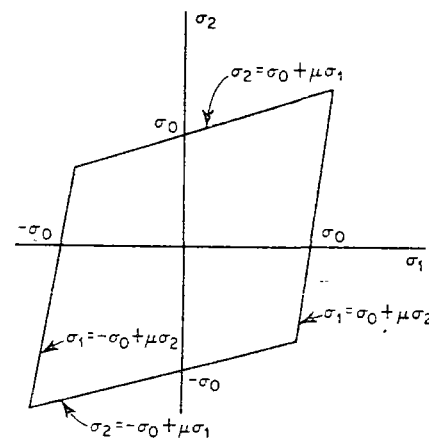


FIGURE 6.2.2 Maximum strain theory

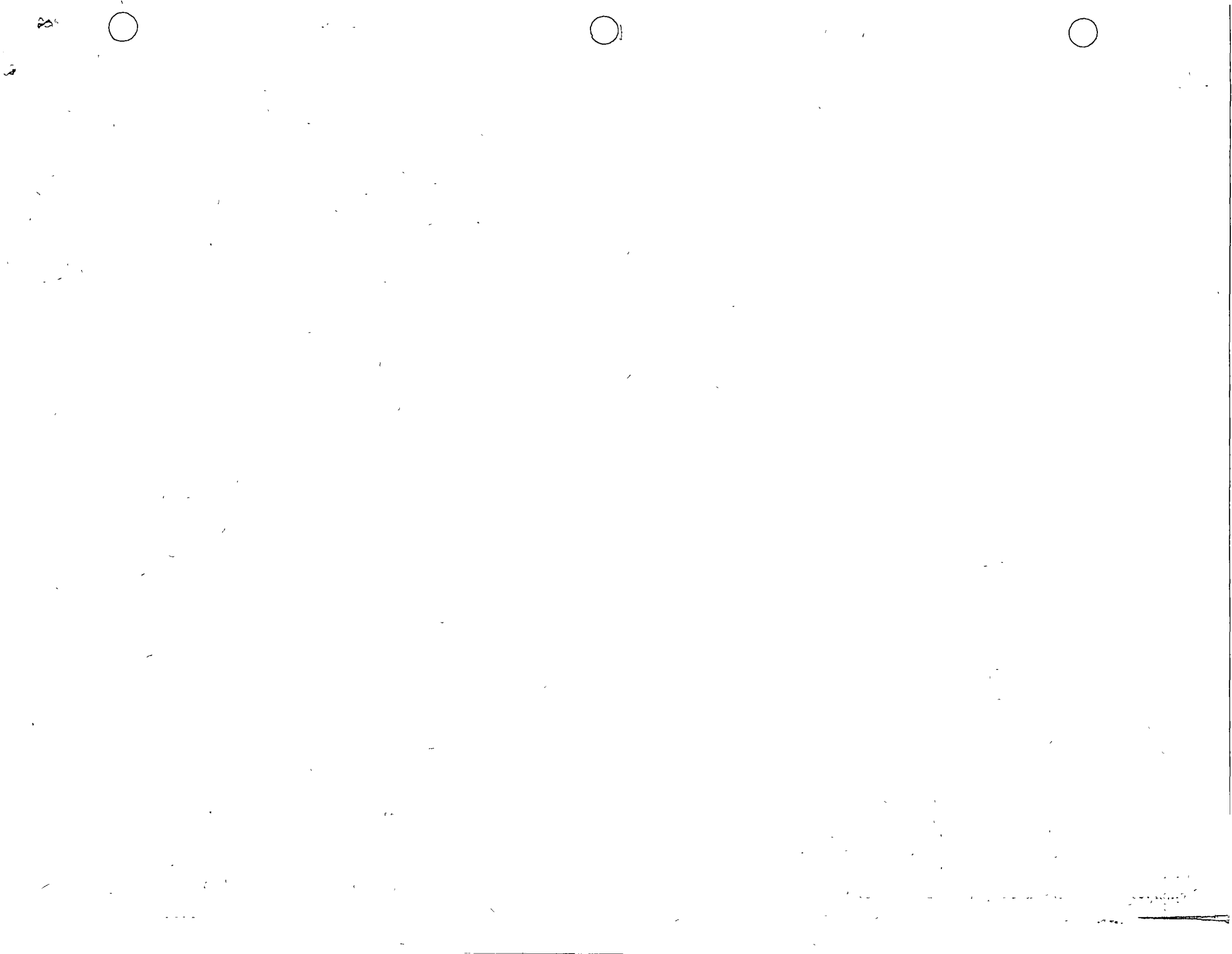
### Maximum Shear Theory, or Tresca Criterion

This theory (sometimes called the Coulomb theory) assumes that yielding will occur when the maximum shear stress reaches the value of the maximum shear stress occurring under simple tension. The maximum shear stress is given by equation (3.4.4) and is equal to half the difference between the maximum and minimum principal stresses. For simple tension, therefore, since  $\sigma_2 = \sigma_3 = 0$ , the maximum shear stress at yield is  $\frac{1}{2}\sigma_0$ . The Tresca criterion then asserts that yielding will occur when any one of the following six conditions is reached:

$$\begin{aligned} \sigma_1 - \sigma_2 &= \pm\sigma_0 \\ \sigma_2 - \sigma_3 &= \pm\sigma_0 \\ \sigma_3 - \sigma_1 &= \pm\sigma_0 \end{aligned} \quad (6.2.4)$$

For the biaxial case with  $\sigma_3 = 0$ , we have

$$\begin{aligned} \sigma_1 - \sigma_2 &= \sigma_0 & \text{if } \sigma_1 > 0, \sigma_2 < 0 \\ \sigma_1 - \sigma_2 &= -\sigma_0 & \text{if } \sigma_1 < 0, \sigma_2 > 0 \\ \sigma_2 &= \sigma_0 & \text{if } \sigma_2 > \sigma_1 > 0 \\ \sigma_1 &= \sigma_0 & \text{if } \sigma_1 > \sigma_2 > 0 \\ \sigma_1 &= -\sigma_0 & \text{if } \sigma_1 < \sigma_2 < 0 \\ \sigma_2 &= -\sigma_0 & \text{if } \sigma_2 < \sigma_1 < 0 \end{aligned} \quad (6.2.5)$$





A plot in the  $\sigma_1\sigma_2$  plane for this yield criterion is shown in Figure 6.2.3. It is to be noted that one limitation of this theory is the requirement that the yield

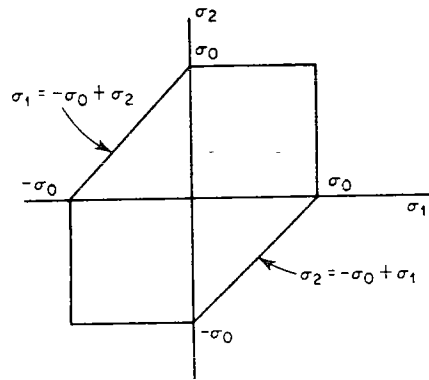


FIGURE 6.2.3 Maximum shear stress theory

stresses in tension and compression be equal. The Tresca criterion is in fair agreement with experiment and is used to a considerable extent by designers. It suffers, however, from one major difficulty—it is necessary to know in advance which are the maximum and minimum principal stresses. For the case of pure shear (see Section 3.7),

$$\sigma_1 = -\sigma_2 = k \quad \sigma_3 = 0$$

the Tresca criterion predicts yielding to occur when

$$\sigma_1 - \sigma_2 = 2k = \sigma_0$$

or

$$k = \frac{1}{2}\sigma_0$$

That is, the yield stress in pure shear is  $\frac{1}{2}$  the yield stress in simple tension.

### Maximum Strain Energy Theory, or Beltrami's Energy Theory

This theory assumes that yielding will occur when the total strain energy per unit volume equals the total strain energy per unit volume at yielding in uniaxial tension or compression. The total strain energy at yield in the tensile test is

$$\frac{1}{2}\sigma_0\epsilon_0 = \frac{1}{2E}\sigma_0^2$$

and the total strain energy  $U$  is given by

$$\begin{aligned} U &= \frac{1}{2}(\sigma_1\epsilon_1 + \sigma_2\epsilon_2 + \sigma_3\epsilon_3) \\ &= \frac{1}{2E}[\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - 2\mu(\sigma_1\sigma_2 + \sigma_2\sigma_3 + \sigma_3\sigma_1)] \end{aligned}$$

The yield criterion becomes

$$\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - 2\mu(\sigma_1\sigma_2 + \sigma_2\sigma_3 + \sigma_3\sigma_1) = \sigma_0^2 \quad (6.2.6)$$

For the biaxial case this becomes

$$\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - 2\mu\sigma_1\sigma_2 = \sigma_0^2 \quad (6.2.7)$$

This is the equation of an ellipse in the  $\sigma_1\sigma_2$  plane. It is apparent from (6.2.6) that yielding can occur under sufficiently high hydrostatic pressure  $\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_3$ , which, as has been shown, is contrary to experiment. This is also apparent from equation (5.2.4), where it is shown that only the distortional strain energy can contribute to yielding. This theory has therefore been superseded by the theory described next.

### Distortion Energy Theory, or the von Mises Yield Criterion

The distortion energy theory (also associated with Hencky) assumes that yielding begins when the distortion energy equals the distortion energy at yield in simple tension. Thus from equation (5.2.4),

$$U_d = \frac{1}{2G}J_2 = \frac{3}{4G}\tau_{oct}^2$$

At the yield point in simple tension, from (3.6.8),

$$J_2 = \frac{1}{3}\sigma_0^2$$

Therefore the yield condition becomes

$$\frac{1}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2] = \sigma_0^2 \quad (6.2.8)$$

and, for the biaxial case,

$$\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2 = \sigma_0^2 \quad (6.2.9)$$



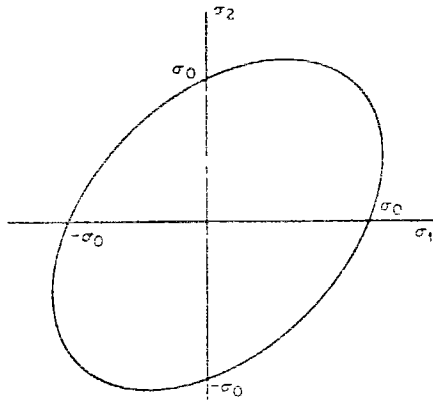


FIGURE 6.2.4 Distortion energy theory

This plots as an ellipse, called the *von Mises ellipse*, in the  $\sigma_1, \sigma_2$  plane, as shown in Figure 6.2.4. For the case of pure shear

$$\begin{aligned} \sigma_1 &= -\sigma_2 = k & \sigma_3 &= 0 \\ J_2 &= \frac{1}{6}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2] \\ &= \sigma_1^2 = k^2 \end{aligned}$$

and the von Mises criterion would predict yielding to occur when

$$k^2 = \frac{1}{3}\sigma_0^2$$

or

$$k = \frac{\sigma_0}{\sqrt{3}}$$

That is, *the yield stress in pure shear is  $1/\sqrt{3}$  times the yield stress in simple tension*. Thus the von Mises criterion predicts a pure shear yield stress which is about 15 per cent higher than predicted by the Tresca criterion. It will subsequently be shown that this is the maximum difference between the two criteria.

The von Mises yield criterion usually fits (but not always) the experimental data better than the other theories, and it is usually easier to apply than the Tresca criterion because no knowledge is needed regarding the relative magnitudes of the principal stresses. For these reasons, this criterion is widely used at the present time. If, however, the relative magnitudes of the principal stresses are known, as, for example, in the case of the thick-walled tube discussed in Chapter 8, the Tresca criterion is easier to apply.

Von Mises originally proposed his criterion because of mathematical convenience. Hencky later showed that it was equivalent to assuming that yielding will take place when the distortion or shear strain energy reaches a critical value, as shown above. Also, since the octahedral shear stress is equal to

$$\tau_{\text{oct}} = \frac{1}{3} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}$$

which for simple tension at yield becomes

$$\tau_{\text{oct},0} = \frac{\sqrt{2}}{3} \sigma_0$$

then equation (6.2.8) can be written

$$\tau_{\text{oct}} = \tau_{\text{oct},0}$$

That is, yielding will occur when the octahedral shear stress reaches the octahedral shear stress at yield in simple tension.

Alternatively, the criterion (6.2.8) can be looked upon as stating that yielding will occur when the second invariant  $J_2$  of the stress deviator tensor reaches a critical value, i.e., the value of  $J_2$  at yield in simple tension. The assumption that the yield criterion should depend on the invariants of the stress deviator tensor is generally accepted, as will be discussed in the next section.

### Mohr's Theory of Yielding

Mohr extended the maximum shear stress theory by assuming that the critical shear stress is not necessarily equal to the maximum shear stress but depends also on the normal stress acting on the shearing plane. In general, the greater the normal stress, the lower is the critical shear stress. Mohr's theory therefore takes into account the effect of mean stress, which has experimentally been shown to be important in some cases, particularly with regard to fracture. Mohr's theory can also take into account differences in the yield points in tension and compression, as exemplified by the *internal friction theory*.

### Internal Friction Theory

This is a special case of Mohr's theory, in which the critical shear stress is assumed to be a linear function of the normal stress acting on the plane of



The first part of the document discusses the importance of maintaining accurate records of all transactions. It emphasizes that every entry should be clearly documented and verified. The text continues to describe various methods for ensuring data integrity and the role of different departments in the process.

In the second section, the focus shifts to the implementation of new software systems. It details the challenges faced during the transition and the strategies used to overcome them. The author highlights the need for thorough testing and user training to ensure a smooth adoption.

The final part of the document provides a summary of the key findings and recommendations. It suggests that regular audits and updates are essential for maintaining the accuracy and reliability of the information systems. The document concludes with a call to action for all staff to adhere to the established protocols.

Approved: \_\_\_\_\_  
 Date: \_\_\_\_\_

Prepared by: \_\_\_\_\_  
 Title: \_\_\_\_\_

This section contains a detailed analysis of the current market conditions. It examines the impact of recent economic changes and predicts future trends. The author provides a comprehensive overview of the industry landscape and identifies key opportunities for growth.

The analysis is supported by various data points and case studies. It highlights the success of certain companies in navigating the market and offers insights into their strategies. The text also addresses the risks associated with the current environment and provides recommendations for mitigation.

Overall, the document aims to provide a clear and concise overview of the market situation. It is intended for use by senior management and other stakeholders in making strategic decisions. The information is based on the most current and reliable data available at the time of writing.

Prepared by: \_\_\_\_\_  
 Date: \_\_\_\_\_

maximum shear. This results in the following conditions for the biaxial case [1a]: If  $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$ ,  $\sigma_2 = 0$ ,

$$\sigma_1 - \frac{\sigma_0}{\sigma_{0,c}} \sigma_3 = \sigma_0 \quad (6.2 10)$$

where  $\sigma_{0,c}$  is the yield stress in compression. If  $\sigma_1 > \sigma_3 > \sigma_2$ ,  $\sigma_2 = 0$ , then

$$\sigma_1 = \sigma_0 \quad (6.2 11)$$

If  $\sigma_1 > \sigma_3$ , both negative, then

$$\sigma_3 = -\sigma_{0,c}$$

A plot in the  $\sigma_1\sigma_3$  plane is shown in Figure 6.2 5

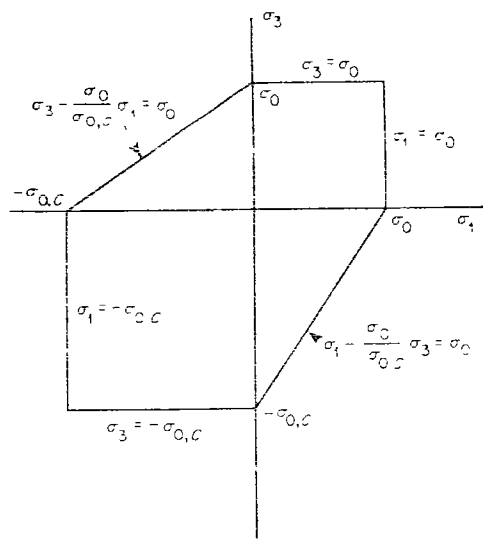


FIGURE 6.2.5 Internal friction theory

The various yield criteria listed by no means exhaust the available list. Besides, there are other, more complicated theories which attempt to take into account anisotropy. For example, a yield criterion proposed by Marin [2] for anisotropic materials with different yields in tension and compression has the form (for biaxial stress)

$$\sigma_1^2 + \left[ 2 - \frac{\sigma_{c1}\sigma_{t1} - \tau_0(\sigma_{c1} - \sigma_{t1} - (\sigma_{c1}\sigma_{t1}/\sigma_{t2}) + \sigma_{t2})}{\tau_0^2} \right] \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2 + (\sigma_{c1} - \sigma_{t1})\sigma_1 + \left( \frac{\sigma_{c1}\sigma_{t1}}{\sigma_{t2}} - \sigma_{t2} \right) \sigma_2 = \sigma_{c1}\sigma_{t1}$$

where  $\sigma_{t1}$  and  $\sigma_{t2}$  are the tensile yields in the  $\sigma_1$  and  $\sigma_2$  directions,  $\sigma_{c1}$  is the compressive yield in the  $\sigma_1$  direction, and  $\tau_0$  is the shear yield strength

### 6-3 YIELD SURFACE. HAIGH-WESTERGAARD STRESS SPACE

In Section 6.2 we discussed several yield criteria and also plotted several two-dimensional plots for biaxial stress cases, showing the curves at which yielding takes place. In the most general case, the yield criterion will depend on the complete state of stress at the point under consideration and will therefore be a function of the nine components of stress at the point. Since the stress tensor is symmetric, we can reduce this function to a function of the six independent components of the stress tensor. This yield criterion for a virgin material is then essentially the extension of the single yield point of the uniaxial tensile test to the six-component stress tensor. For a material loaded to the initial yield, it can be expressed by the relationship

$$F(\sigma_{ij}) = K \quad (6.3 1)$$

where  $K$  is a known function, or if desired,

$$F_1(\sigma_{ij}) = 0 \quad (6.3 2)$$

Equation (6.3.1) represents a hypersurface in the six-dimensional stress space and any point on this surface represents a point at which yielding can begin. For example, for the simple tensile test at the yield point  $\sigma_0$ , the point  $\sigma_x = \sigma_0$ ,  $\sigma_y = \sigma_z = \tau_{xy} = \tau_{xz} = \tau_{yz} = 0$ , must lie on this surface, and the point  $\sigma_x = \sigma_y = \sigma_z = \tau_{xz} = \tau_{yz} = 0$ ,  $\tau_{xy} = \tau_0$ , which represents a thin-walled tube loaded in torsion to the torsional yield  $\tau_0$ , must also lie on this surface.

The function appearing in (6.3.1) is called the *yield function* and the surface described by (6.3.1) or (6.3.2) in the stress space is called the *yield surface*. Without specifying yet any particular form for this surface, the equation describing it can be simplified somewhat by making use of some of the previously discussed assumptions regarding the yielding of metals. If, as usual, isotropy is assumed so that rotating the axes does not affect the yielding, we can choose the principal axes for the coordinates, and then (6.3.1) can be written

$$F_2(\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3) = K \quad (6.3.3)$$



Furthermore, since it is always assumed that hydrostatic tension or compression does not influence yielding, we can assume that only the stress deviators enter into the yield function and write

$$f_1(S_1, S_2, S_3) = K \quad (6.3.4)$$

Alternatively, since  $S_1$ ,  $S_2$ , and  $S_3$  can be written in terms of the invariants  $J_1$ ,  $J_2$ , and  $J_3$ , where

$$\begin{aligned} J_1 &= S_1 + S_2 + S_3 = 0 \\ J_2 &= \frac{1}{2}(S_1^2 + S_2^2 + S_3^2) = -(S_1S_2 + S_2S_3 + S_3S_1) \\ J_3 &= \frac{1}{3}(S_1^3 + S_2^3 + S_3^3) = S_1S_2S_3 \end{aligned} \quad (6.3.5)$$

we can write

$$f(J_2, J_3) = K \quad (6.3.6)$$

Subject therefore to the above two assumptions, the yield criterion has been reduced to a function of the two nonzero invariants of the stress deviator tensor. We note in passing that  $f(J_2, J_3)$  is symmetric in the principal stresses, which is to be expected since in an isotropic material all of the principal stresses must play the same role in yielding. Thus whatever yield function is chosen, it must be symmetric in the principal stresses.

The two most widely used yield criteria, the Tresca maximum shear criterion and the von Mises yield criterion, discussed in Section 6.2, are specific cases of (6.3.6). The von Mises criterion is by far the simplest one that can be associated with equation (6.3.6),

$$J_2 = \frac{1}{3}\sigma_0^2 = k^2 \quad (6.3.7)$$

where  $k$  is the yield in pure shear

The Tresca criterion can be written in the form

$$4J_2^3 - 27J_3^2 - 36k^2J_2^2 + 96k^4J_2 - 64k^6 = 0 \quad (6.3.8)$$

and we see the great complexity of the Tresca criterion in its general form compared to the von Mises criterion. Only in the case, as previously discussed, where the maximum and minimum principal stresses are known a priori can the Tresca criterion be reduced to the simple form

$$\sigma_1 - \sigma_3 = 2k \quad (6.3.9)$$

We can learn a great deal about the yield surface defined by equation (6.3.3) from simple geometric considerations. We introduce the  $(\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3)$  coordinate system, which represents a stress space called the *Haigh-Westergaard stress space* [3]. Every point in this space having coordinates  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$ , and  $\sigma_3$  is a possible stress state. Consider a line  $ON$  as shown in Figure 6.3.1

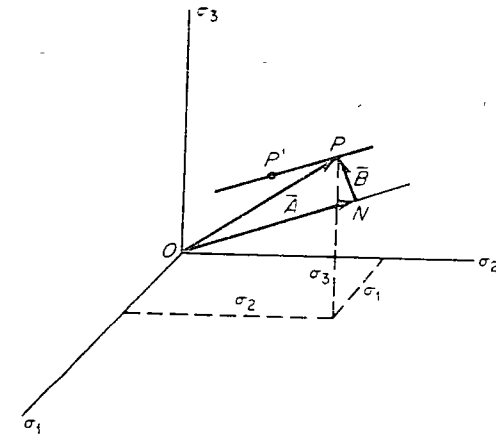


FIGURE 6.3.1 Haigh-Westergaard stress space.

passing through the origin, and having equal angles with the coordinate axes. Then for every point on this line the stress state is one for which

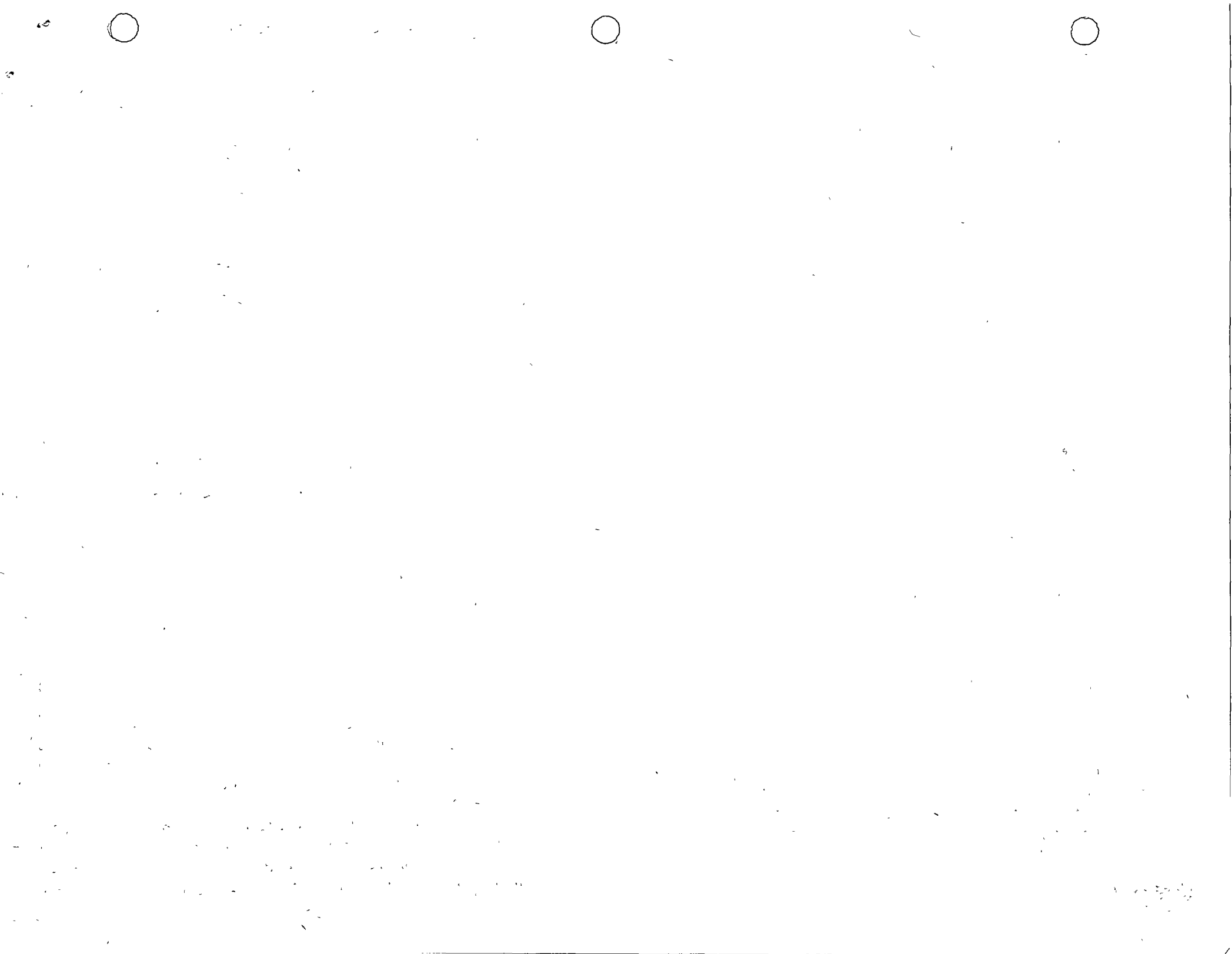
$$\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_3 = \sigma_m \quad (6.3.10)$$

Thus every point on this line corresponds to a hydrostatic or spherical stress state, the deviatoric stresses  $S_1 = (2\sigma_1 - \sigma_2 - \sigma_3)/3$ , etc., being equal to zero. Furthermore, if we consider any plane perpendicular to  $ON$ , the equation of this plane will be

$$\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3 = \sqrt{3}\rho \quad (6.3.11)$$

where  $\rho$  is the distance along the normal from the origin to the plane. Hence the spherical component of the stress tensor increases linearly with the distance of the plane from the origin. On the plane passing through the origin, the spherical stress is zero, the equation being  $\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3 = 0$ . This plane is called the  $\pi$  plane.

Now consider any arbitrary stress state such as at point  $P$  with stress components  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$ , and  $\sigma_3$ . The stress vector  $\overline{OP}$  can be decomposed into two components, the component  $\overline{A}$  parallel to  $ON$  and the component  $\overline{B}$  perpendicular to  $ON$ , the latter parallel to the  $\pi$  plane. The component  $\overline{A}$  can





readily be determined by projecting the components of  $\overline{OP}$ — $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$ , and  $\sigma_3$ —on to  $ON$ . Thus

$$A = \frac{1}{\sqrt{3}} \sigma_1 + \frac{1}{\sqrt{3}} \sigma_2 + \frac{1}{\sqrt{3}} \sigma_3$$

or

$$A = \sqrt{3} \sigma_m \quad (6.3.12)$$

To determine  $\bar{B}$  we have

$$\begin{aligned} B^2 &= \overline{OP}^2 - A^2 \\ &= \sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - 3\sigma_m^2 \\ &= (\sigma_1 - \sigma_m)^2 + (\sigma_2 - \sigma_m)^2 + (\sigma_3 - \sigma_m)^2 \\ &= S_1^2 + S_2^2 + S_3^2 \\ &= 2J_2 \end{aligned} \quad (6.3.13)$$

The components of  $\bar{B}$  are therefore the stress deviators  $S_1$ ,  $S_2$ , and  $S_3$ . We have thus decomposed the arbitrary stress state at  $P$  into a spherical part  $\bar{A}$  and a deviatoric part  $\bar{B}$ , the latter parallel to the  $\pi$  plane. Furthermore, if we take a different stress state  $P'$  lying on a line through  $P$  parallel to  $ON$ , then obviously the projection of the vector  $\overline{OP}'$  onto the  $\pi$  plane will be the same as the projection of the vector  $\overline{OP}$  onto this plane. The two states of stress, at  $P$  and at  $P'$ , will therefore have the same deviatoric components and will differ only in their spherical parts. In fact, all points on the line through  $P$  parallel to  $ON$  will correspond to the same deviatoric states of stress.

Since it is assumed that yielding is determined by the deviatoric state of stress only, it follows that if one of the points on the line through  $P$  parallel to  $ON$  lies on the yield surface, they must all lie on the yield surface, since they all have the same deviatoric stress components. Hence the yield surface must be composed of lines parallel to  $ON$ ; i.e., it must be a cylinder with generators parallel to  $ON$ . The only assumption needed to arrive at this conclusion is the dependence of the yield surface on the deviatoric stress components only.

The intersection of this yield cylinder with any plane perpendicular to it will produce a curve called the yield locus. Since this curve will be the same for all planes perpendicular to the cylinder, we need consider only the yield locus on one such plane. For this purpose we choose the  $\pi$  plane, on which, as was pointed out previously, the spherical stress state is zero. Figure 6.3.2 shows the  $\pi$  plane as the plane of the paper and the projections upon this plane of the coordinate axes  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$ , and  $\sigma_3$ . Since this plane makes equal angles with the coordinate axes, their projections upon this plane must make

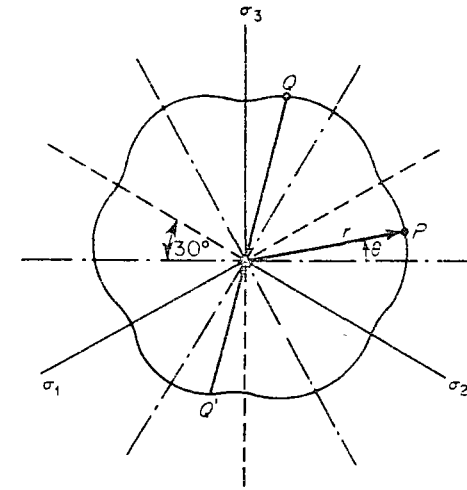
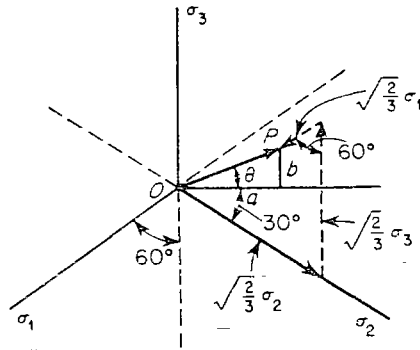


FIGURE 6.3.2  $\pi$  plane.

equal angles with each other,  $120^\circ$ , as shown. It can be shown from symmetry considerations that the yield locus must have the same shape in each of the twelve  $30^\circ$  sectors dividing the  $\pi$  plane as shown in the figure. This follows from the following considerations. The yield surface must be symmetric in the principal stresses since it certainly does not matter, for example, if we interchange the values of  $\sigma_2$  and  $\sigma_3$ . It follows, therefore, that the lines bisecting the angle between any two principal axes in the plane must be lines of symmetry. The lines  $\sigma_1, -\sigma_1, \sigma_2, -\sigma_2$ ; and  $\sigma_3, -\sigma_3$  are therefore lines of symmetry and we now have six symmetric sectors. Furthermore, if we assume equal yielding in tension and compression, then if we go from a point  $Q$  on the yield locus to the point  $Q'$ , where all the stresses have reversed signs, we should again be on the yield locus. Therefore, if  $\sigma_1$  goes to  $-\sigma_1$ , we must have symmetry about a line perpendicular to the  $\sigma_1$  axis; if  $\sigma_2$  goes to  $-\sigma_2$ , we must have symmetry about a line perpendicular to the  $\sigma_2$  axis; and if  $\sigma_3$  goes to  $-\sigma_3$ , we must have symmetry about the line perpendicular to the  $\sigma_3$  axis. We have thus divided the yield locus into 12 symmetric sectors, each of  $30^\circ$ , and we need only consider the stress states lying in one of these sectors.

To determine the location on the  $\pi$  plane of the projection of the point  $P$  lying on the yield cylinder, we proceed as follows. Let  $r$  and  $\theta$  be the polar coordinates of the point  $P$  in the  $\pi$  plane,  $\theta$  being measured from the horizontal axis, and let  $a$  and  $b$  be the horizontal and vertical components of  $r$ , as shown in Figure 6.3.3.  $P$  has components  $\sigma_1, \sigma_2$ , and  $\sigma_3$ , and in the  $\pi$  plane they will project as  $\sqrt{2/3} \sigma_1, \sqrt{2/3} \sigma_2$ , and  $\sqrt{2/3} \sigma_3$ , respectively. This can be seen in Figure 6.3.4, which shows the plane containing the vector  $\sigma_1$  the



FIGURE 6.3.3 Projection of point  $P$  on  $\pi$  plane.

normal to the plane,  $ON$ , and the projection of  $\sigma_1$  on the  $\pi$  plane. It is obvious from the figure that the projection of  $\sigma_1$  on the  $\pi$  plane is equal to  $\sqrt{2/3} \sigma_1$ .

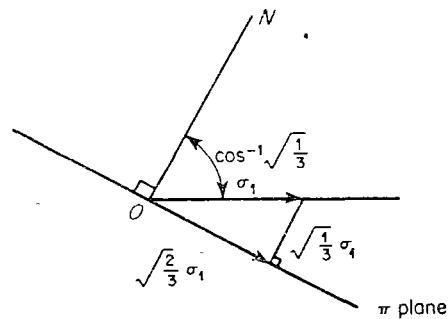
From Figure 6.3.3

$$\begin{aligned} a &= \sqrt{2/3} \sigma_2 \cos 30^\circ - \sqrt{2/3} \sigma_1 \cos 30^\circ = (\sigma_2 - \sigma_1)/\sqrt{2} \\ b &= \sqrt{2/3} \sigma_3 - \sqrt{2/3} \sigma_2 \sin 30^\circ - \sqrt{2/3} \sigma_1 \sin 30^\circ \\ &= 1/\sqrt{6} (2\sigma_3 - \sigma_2 - \sigma_1) \end{aligned} \quad (6.3.14)$$

$$\begin{aligned} r^2 &= a^2 + b^2 = \frac{(\sigma_2 - \sigma_1)^2}{2} + \frac{1}{6}(2\sigma_3 - \sigma_2 - \sigma_1)^2 \\ &= \frac{1}{3}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2] \\ &= [(\sigma_1 - \sigma_m)^2 + (\sigma_2 - \sigma_m)^2 + (\sigma_3 - \sigma_m)^2] \\ &= 2J_2 \end{aligned} \quad (6.3.15)$$

$$\theta = \tan^{-1} \frac{b}{a} = \tan^{-1} \frac{2\sigma_3 - \sigma_2 - \sigma_1}{\sqrt{3}(\sigma_2 - \sigma_1)}$$

$$\sqrt{3} \tan \theta = \frac{2\sigma_3 - \sigma_2 - \sigma_1}{\sigma_2 - \sigma_1}$$

FIGURE 6.3.4 Projection of  $\sigma_1$  on  $\pi$  plane.

Let us now consider the yield locus for the von Mises yield criterion [equation (6.3.7)]:

$$J_2 = \frac{1}{3} \sigma_0^2$$

From (6.3.15) we have

$$r^2 = \frac{2}{3} \sigma_0^2 \quad (6.3.16)$$

The yield locus is therefore a circle of radius  $r = \sqrt{2/3} \sigma_0$ , as shown in Figure 6.3.5. The yield surface in the Haigh-Westergaard stress space will

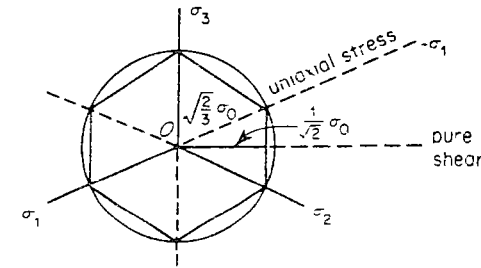


FIGURE 6.3.5 von Mises circle and Tresca hexagon.

then be a circular cylinder whose axis is the line  $ON$  equally inclined to the stress axes

The yield locus for the Tresca maximum shear criterion is a regular hexagon inscribed in the von Mises circle, as shown in Figure 6.3.5. This can be proved as follows.

Consider the sector between the  $\sigma_2$  and  $-\sigma_1$  axes in Figure 6.3.5. For any stress state in this sector,

$$\sigma_2 \geq \sigma_3 \geq \sigma_1$$

The Tresca yield condition for this sector is then  $\sigma_2 - \sigma_1 = \sigma_0$ . This will be represented by a line parallel to the  $\sigma_3$  axis, since it is independent of  $\sigma_3$ , the distance of this line from the  $\sigma_3$  axis being equal to  $1/\sqrt{2}(\sigma_2 - \sigma_1) = 1/\sqrt{2} \sigma_0$  [by equation (6.3.14)]. In a similar manner, a straight line is obtained for each sector, thus forming the hexagon shown in the figure. The corners of the hexagon will touch the von Mises circle, as can be seen again from the first sector, since the radius to the corner is equal to

$$r = \frac{(1/\sqrt{2})\sigma_0}{\cos 30^\circ} = \sqrt{\frac{2}{3}} \sigma_0$$



which is the radius of the von Mises circle. In the stress space the Tresca yield surface is a regular hexagonal cylinder inscribed in the von Mises cylinder, as shown in Figure 6.3.6

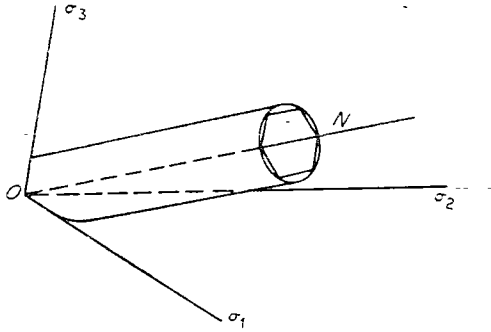


FIGURE 6.3.6 Tresca and von Mises cylinders

It is now evident from Figure 6.3.5 that the maximum difference between the von Mises and Tresca criteria occurs at  $\theta = 0^\circ$  and is equal to

$$\frac{\sqrt{\frac{2}{3}}\sigma_0 - (1/\sqrt{2})\sigma_0}{(1/\sqrt{2})\sigma_0} = \frac{2}{\sqrt{3}} - 1 = 0.156$$

as previously mentioned

The line at  $\theta = 0^\circ$  corresponds to pure shear stress states. This follows from (6.3.15), for  $\theta = 0$ .

$$\sigma_3 = \frac{1}{2}(\sigma_1 + \sigma_2)$$

and the mean stress is

$$\sigma_n = \frac{1}{3}(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3) = \frac{1}{2}(\sigma_1 + \sigma_2)$$

Therefore, if we subtract the mean stress from the stress components  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$ , and  $\sigma_3$ , we get a stress state  $\frac{1}{2}(\sigma_1 - \sigma_2)$ ,  $\frac{1}{2}(\sigma_2 - \sigma_1)$ , 0, which corresponds to a state of pure shear (see p. 41). In the  $\pi$  plane itself, since  $\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3 = 0$ , it follows that  $\sigma_3 = 0$  and  $\sigma_1 = -\sigma_2$ . For any other plane parallel to the  $\pi$  plane, we have a case of pure shear, as indicated, with the addition of a spherical state of stress of amount  $\frac{1}{2}(\sigma_1 + \sigma_2)$ .

The line at  $\theta = 30^\circ$  corresponds to a uniaxial stress, since

$$\frac{2\sigma_3 - \sigma_2 - \sigma_1}{\sigma_2 - \sigma_1} = 1$$

or

$$\sigma_3 = \sigma_2$$

If we subtract a hydrostatic stress of  $\sigma_2$ , we get a stress state  $\sigma_1 - \sigma_2$ , 0, 0.

It can now readily be shown that if the yield locus is assumed to be convex and one circumscribes the von Mises circle by a regular hexagon, then all possible yield loci must lie between the two regular hexagons inscribed in, and circumscribing, the von Mises circle. By the locus being convex, we mean simply that any straight line in the  $\pi$  plane may pierce the locus in at most two points. It will be proved later that the yield surface must indeed be convex; for the present we shall merely assume it. Let the point  $A$  on the  $\sigma_3$  axis in Figure 6.3.7 lie on the yield locus. By the symmetry conditions previously discussed, the points  $B$  and  $C$  must also lie on the yield locus. The

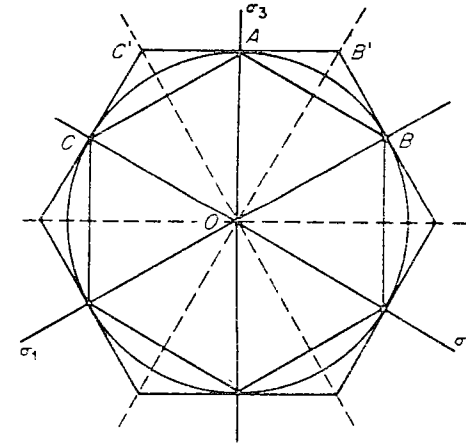


FIGURE 6.3.7 Bounds on yield loci

curve  $CAB$  is a convex piecewise smooth curve passing through  $CAB$  and having the proper symmetries. Any other curve through these points passing inside  $CAB$  will obviously not be convex.  $CAB$  is therefore a lower bound for the yield loci.

Now draw a horizontal line symmetric about the  $\sigma_3$  axis intersecting the adjacent axes of symmetry at  $C'$  and  $B'$ . Then it follows that no piecewise smooth curve passing through  $C'AB'$  can lie outside  $C'AB'$ , since then it would not be convex. Thus  $C'AB'$  represents an upper bound to the yield locus. The rest of the upper and lower bounds can be constructed from symmetry and are shown as the two regular hexagons in Figure 6.3.7. Thus it has been shown that all conceivable yield loci satisfying the conditions of isotropy, equal yield in tension and compression, independence of hydrostatic stress, and convexity must lie between two regular hexagons as shown; only convex curves are, of course, admissible. The usual Tresca yield locus is represented by the inner hexagon, and the von Mises circle circumscribes the



inner hexagon and is circumscribed by the outer one. If the von Mises yield surface is taken as a reference, then the maximum deviation of any admissible yield surface is about 15.5 per cent.

#### 6-4 LODE'S STRESS PARAMETER. EXPERIMENTAL VERIFICATION OF YIELD CRITERIA

The first investigation of a yield criterion was performed by Tresca in 1864, in which he measured the loads required to extrude metals through dies of various shapes. On the basis of these experiments he arrived at the maximum shear stress criterion, previously discussed. It is evident that according to the Tresca criterion the intermediate stress has no effect on yielding. The von Mises criterion, on the other hand, gives equal weight to all three principal stresses. The simplest and most common type test specimen used to check these criteria is the thin-walled tube shown in Figure 6.1.1. The first such experiments were run by Lode [5], who tested tubes of steel, copper, and nickel under various combinations of longitudinal tension and internal hydrostatic pressure. Lode devised a very sensitive method of differentiating between the Tresca and von Mises criteria by determining the effect of the intermediate principal stress on yielding. According to the Tresca criterion, if  $\sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \sigma_3$  the yield criterion is given by

$$\frac{\sigma_1 - \sigma_3}{\sigma_0} = 1 \quad (6.4.1)$$

To account for the influence of the intermediate stress in the von Mises criterion, Lode introduced the parameter  $\mu$ , called *Lode's stress parameter* (not to be confused with Poisson's ratio,  $\mu$ )

$$\begin{aligned} \mu &= -\frac{2\sigma_2 - \sigma_3 - \sigma_1}{\sigma_1 - \sigma_3} \\ &= -\frac{\sigma_2 - \frac{1}{2}(\sigma_1 + \sigma_3)}{\frac{1}{2}(\sigma_1 - \sigma_3)} \end{aligned} \quad (6.4.2)$$

$\mu$  is thus the ratio of the difference between the intermediate stress and the average of the largest and smallest stresses to half the difference between the largest and smallest stresses, and is therefore a measure of the effect of the intermediate stress. Comparing (6.4.2) to (6.3.15) for the case  $\sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \sigma_3$ , we see that

$$\mu = -\sqrt{3} \tan \theta \quad (6.4.3)$$

Thus if  $\theta$  varies from  $0^\circ$  to  $30^\circ$ ,  $\mu$  will vary from 0 to  $-1$ . All combinations of loading from pure shear to simple tension are therefore included in the range 0 to  $-1$ .

By means of (6.4.2), the von Mises criterion can be written

$$\frac{\sigma_1 - \sigma_3}{\sigma_0} = \frac{2}{(3 + \mu^2)^{1/2}} \quad (6.4.4)$$

The difference between the Tresca and von Mises criteria is then determined by how much the right side of (6.4.4) differs from 1. For  $\mu = -1$ , equation (6.4.4) agrees with (6.4.1). This is the case of simple tension, and the two criteria agree as expected. The maximum difference in the range 0 to  $-1$  obviously occurs when  $\mu = 0$ , which is the case of pure shear. The difference is then  $2/\sqrt{3}$ , which agrees again with the previous results.

Lode ran a series of tests covering the range of  $\mu$  from 1 to  $-1$  ( $-30^\circ \leq \theta \leq 30^\circ$ ). A  $\mu$  of 1 corresponds to uniaxial compression. The results are shown in Figure 6.4.1. It is seen that the data favor the von Mises criterion even

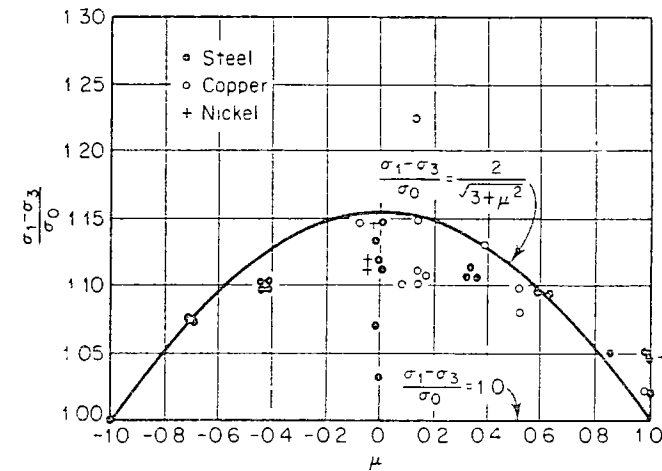


FIGURE 6.4.1 Lode's test results.

though appreciable deviation occurs. These deviations were partially attributed to lack of isotropy of the material. Some of the results are also plotted in Figure 6.4.2 in the  $\sigma_1\sigma_2$  plane, since  $\sigma_3$  is zero for these tests. The intersection of the von Mises circular cylinder with the  $\sigma_1\sigma_2$  plane is obviously an ellipse, and the intersection of the Tresca cylinder is a hexagon (no longer regular), as shown in Figures 6.2.3 and 6.2.4. Figure 6.4.2 shows that the data plot between the hexagon and the ellipse, although generally closer to the ellipse.





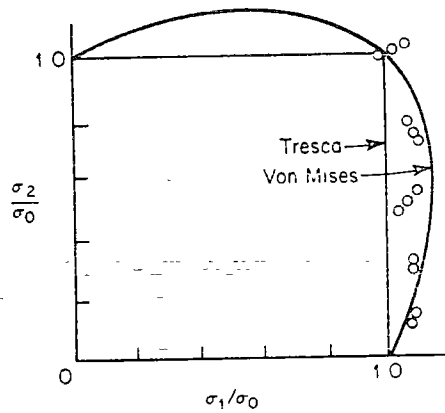


FIGURE 6.4.2 Lode's test results.

In 1931 Taylor and Quinney [6] published their classical experiments, which were intended to settle this question. They used copper and steel tubings which were very nearly isotropic and tested them very carefully in combined tension and torsion. They concluded that the deviations from the von Mises criterion were real and could not be explained on the basis of lack of experimental accuracy or isotropy. Their results are shown in Figure 6 4.3.

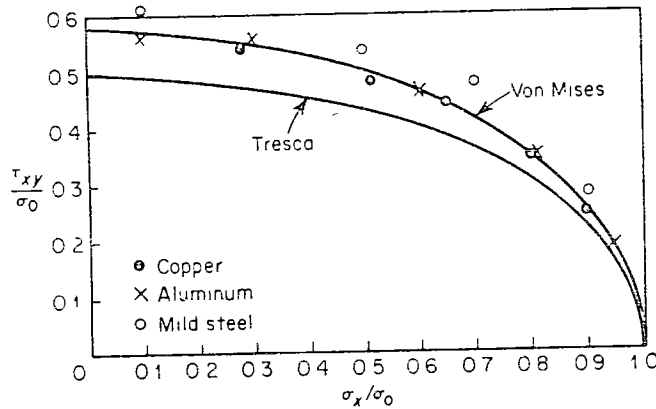


FIGURE 6 4 3 Results of Taylor and Quinney.

The theoretical curves are obtained as follows. Using the coordinate system of Figure 6 1.1, for tension and torsion loads only, the stresses are  $\sigma_x$  and  $\tau_{xy}$ , all the others being zero. The Tresca criterion then becomes

$$2\sqrt{\frac{\sigma_x^2}{4} + \tau_{xy}^2} = \sigma_0$$

$$\left(\frac{\sigma_x}{\sigma_0}\right)^2 + 4\left(\frac{\tau_{xy}}{\sigma_0}\right)^2 = 1 \tag{6.4.5}$$

or

The von Mises criterion, on the other hand, becomes

$$\left(\frac{\sigma_x}{\sigma_0}\right)^2 + 3\left(\frac{\tau_{xy}}{\sigma_0}\right)^2 = 1 \tag{6.4.6}$$

Both (6.4.5) and (6.4.6) plot as ellipses in the  $\sigma_x\tau_{xy}$  plane, as shown in Figure 6 4.3. It is seen in the figure that the data fit the von Mises criterion considerably better than the Tresca criterion, although appreciable deviations from the von Mises criterion do sometimes occur. Figure 6.4.4. shows a replot of

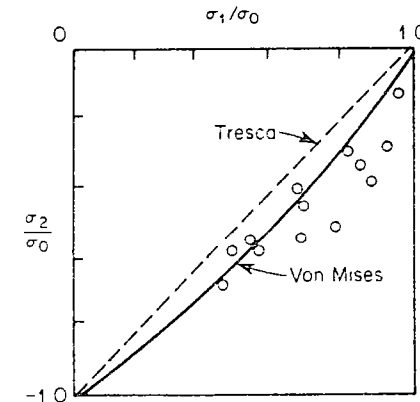


FIGURE 6.4.4 Results of Taylor and Quinney

some of these results in the  $\sigma_1\sigma_2$  plane, and Figure 6 4.5 shows similar results obtained by Ros and Eichinger [7]. Other tests of similar nature can be found in the literature.

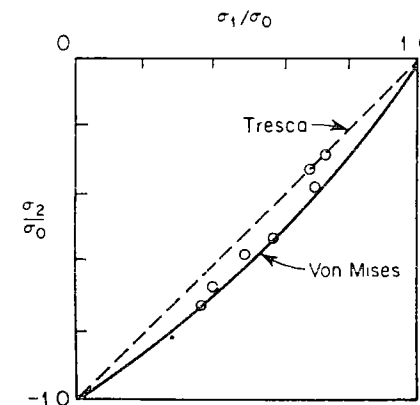


FIGURE 6.4.5 Results of Ros and Eichinger.



Attempts have been made to improve the correlation of the data by including the effect of the third invariant  $J_3$  into the yield criterion [8]. It seems, however, that from an engineering viewpoint the accuracy of the von Mises criterion for yielding is amply sufficient, considering the general scatter and lack of uniformity in the properties of nominally the same material obtained from different batches from the manufacturer. Therefore, the search for more accurate theories, particularly since they are bound to be more complex, seems to be a rather thankless task. In what follows, therefore, we shall generally use the von Mises yield criterion and occasionally the Tresca criterion.

### 6-5 SUBSEQUENT YIELD SURFACES. LOADING AND UNLOADING

So far we have discussed the *initial* yield surface at which a material will first start yielding. For a perfectly plastic material, this yield surface remains fixed, as is seen in the uniaxial tensile test, where the stress after yielding remains constant at the yield stress [Figure 2 6 1(d)]. However, for a material that *strain hardens* the yield surface must change for continued straining beyond the initial yield. We know that for the uniaxial case, if a material is strained beyond the yield point to some point such as  $B'$  in Figure 2 1 2, the load removed so that the stress state moves to  $C'$ , and then the load is increased again, yielding will not take place until the point  $B'$  is reached again. Thus the yield point has been raised in the work-hardened material. In the same way the yield surface in the case of multiaxial stress must "move out" in some way, at least at the point where yielding initially took place.

In equation (6.3 1) we defined a yield function by the relation

$$F(\sigma_{ij}) = K \quad (6.5.1)$$

such that whenever the function  $F$  became equal to the constant  $K$ , yielding would begin.  $K$  then represented an initial yield surface in the stress space. We can now generalize this type of relation to subsequent yield surfaces. After yielding has occurred,  $K$  takes on a new value (or values), depending on the strain-hardening properties of the material. If the material is unloaded and then loaded again, additional yielding will not occur until the new value of  $K$  is reached. The function  $F$  can then be looked upon as a *loading function*, or loading surface, which represents the load being applied, and the function  $K$  is a *yield function*, or strain-hardening function, and will depend on the complete previous stress and strain history of the material and its strain-

hardening properties. We can now distinguish three cases for a strain-hardening material:

$$(1) F = K \quad dF = \frac{\partial F}{\partial \sigma_{ij}} d\sigma_{ij} > 0$$

This constitutes *loading*.

$$(2) F = K \quad dF = \frac{\partial F}{\partial \sigma_{ij}} d\sigma_{ij} = 0 \quad (6.5.2)$$

This is called *neutral loading*.

$$(3) F < K \quad dF = \frac{\partial F}{\partial \sigma_{ij}} d\sigma_{ij} < 0$$

This constitutes *unloading*.

Geometrically the conditions (6.5.2) are readily visualized.  $F = K$  means the stress state is on the yield surface.  $dF > 0$  means the stress state is "moving out" from the yield surface and plastic flow is occurring.  $dF < 0$  means the stress state is "moving in" from the yield surface and unloading is therefore taking place.  $dF = 0$  corresponds to the case of the stress state moving on the yield surface and is called *neutral loading*. For a strain-hardening material no plastic flow occurs. If  $F < K$ , the stress state is an elastic one. For perfectly plastic materials plastic flow occurs for

$$F = K \quad dF = 0 \quad (6.5.3)$$

The case  $dF > 0$  does not exist.

The above discussion is illustrated in Figure 6 5 1. Point  $P$  represents the

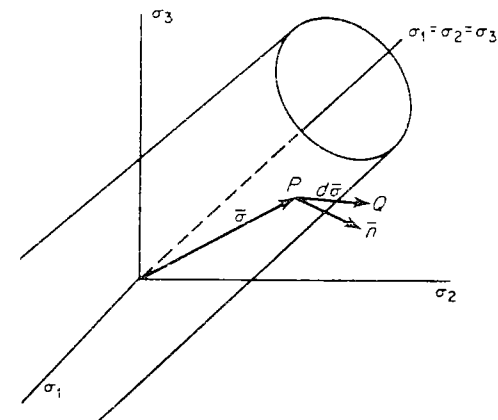


FIGURE 6 5.1 Stress increment vector for loading.



existing state of stress lying on the yield surface. If the stress state changes to  $Q$ , so that the vector  $d\bar{\sigma}$  points "outward" from the cylinder, then loading is taking place. If  $Q$  lies on the surface, we have neutral loading, and if  $Q$  is inside the surface, we have unloading. As loading continues, the point representing the new existing state of stress will again lie on the surface, which will move and/or change its shape correspondingly. A similar picture can be drawn in the  $\pi$  plane.

Assume the material obeys the von Mises criterion, so that the initial yield locus is a circle of radius  $\sqrt{\frac{2}{3}}\sigma_0$  in the  $\pi$  plane. Suppose that straining takes place to some point  $\sigma'_0 > \sigma_0$  and the material is then unloaded. If we now assume that the material remains isotropic, just as it was originally, then the new yield locus is a circle of radius  $\sqrt{\frac{2}{3}}\sigma'_0$ , which is larger than, but concentric with, the original yield circle. We have thus assumed that the material strain hardens isotropically, as shown for the uniaxial case by the curve  $ABCFG$  of Figure 2.3.1. For *isotropic hardening*, therefore, the yield cylinder will expand with stress and strain history but will retain the same shape as initially. For a Tresca material, the subsequent yield loci will be a series of concentric regular hexagons. This is shown in Figure 6.5.2.

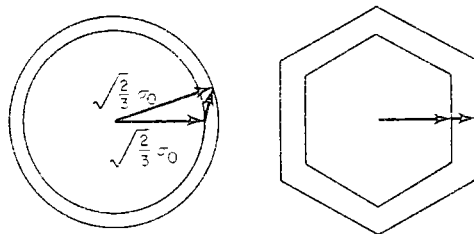


FIGURE 6.5.2 Subsequent yield loci.

The assumption of isotropic hardening is the simplest one, mathematically, to use. However, it does not take into account a Bauschinger effect. The Bauschinger effect would tend to reduce the size of the locus on one side as that on the other side is increased. The yield surface would thus change shape as the yielding progresses. Experiments to verify this effect are described in reference [9]. Several tests were carried out with aluminum alloy tubes with various ratios of torsion and tension to obtain an initial yield surface. By unloading and loading again in a specified manner, subsequent yield surfaces were obtained. The results plotted in the  $\tau\sigma$  plane are shown in Figure 6.5.3. Without going into a detailed discussion of this data, it is evident that the initial von Mises yield ellipse does not just grow symmetrically but that a definite Bauschinger effect exists.

To account for the Bauschinger effect, Prager (reference [14] of Chapter 2)

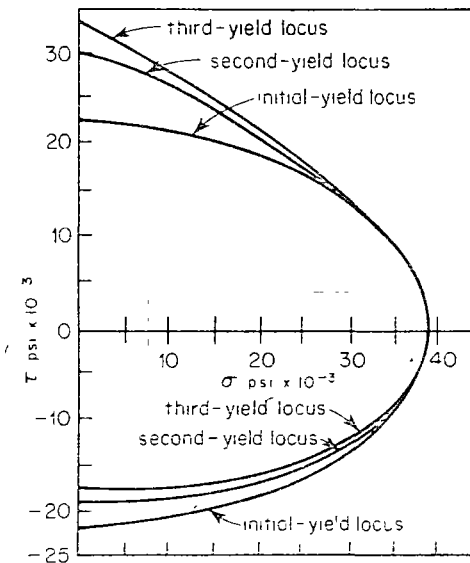


FIGURE 6.5.3 Initial and subsequent yield loci.

introduced the *kinematic model*, discussed for the one-dimensional case in Section 2.6 and illustrated for that case in Figures 2.6.2 and 2.6.3. In this model the total elastic range is maintained constant by translating the initial yield surface without deforming it. The model is represented by a rigid frame having the shape of the yield surface, as shown for the Tresca criterion in Figure 6.5.4. The state of stress before yield occurs is represented by the position of a pin free to move within the frame. As the pin contacts the side of the frame, yielding occurs. The frame is assumed to be constrained against rotation and to be perfectly smooth, so that only forces normal to the frame can be transmitted to it. As the pin pushes against the frame it causes it to translate in a direction normal to the surface at the point of contact. At corners, if the motion of the pin engages both sides, the frame translates in the direction of the motion of the pin. Depending on the material being described by the model, i.e., rigid perfectly plastic, rigid strain hardening, or elastic perfectly plastic, the state of stress and the state of strain are represented in the model in different ways. For example, for a rigid strain-hardening material, the displacement of the center of the frame relative to the origin is proportional to the total strain, and the state of stress is represented by the position of the pin relative to the origin (compare to Figure 2.6.2).

Figure 6.5.4 (from reference [4]) shows the translating of the Tresca hexagon by means of this model for a stress path  $OP$ . This type of hardening is called *kinematic hardening* because of the type of model used to represent it. It takes



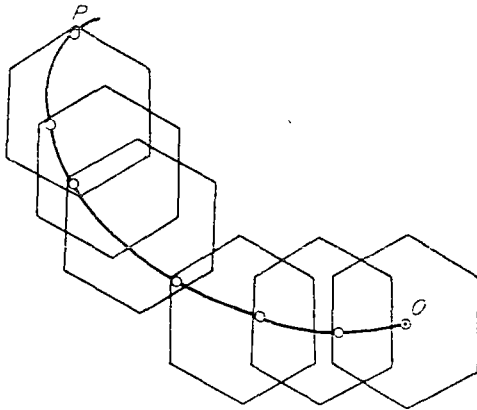


FIGURE 6.5.4 Kinematic model for Tresca criterion

into account a Bauschinger effect but, because it maintains the total elastic range constant, it probably overcorrects somewhat for the Bauschinger effect, as discussed in Section 2.3. Attempts have therefore been made to improve on the kinematic hardening model. This type of model, however, is much more difficult to handle mathematically, and therefore the isotropic hardening assumption is still generally used. For small plastic strains it probably gives answers that are sufficiently accurate.

### Problems

1. Compare the values of the pure shear yield strengths based on the six theories of yielding listed (exclude Mohr's theory). Assume  $\mu = 0.3$  and  $\sigma_{0,e} = 1.25\sigma_0$ . For this case,  $\tau = \sigma_1 = -\sigma_2$ .
2. A circular shaft 10 in. in diameter has a tensile yield strength of 90,000 psi and a compressive yield strength of 120,000 psi. Determine the twisting moment  $M_t$  required to produce yielding based on
  - (a) The maximum stress theory
  - (b) The maximum shear theory
  - (c) The distortion energy theory
  - (d) The internal friction theory
3. Derive equation (6.2.10).
4. It was shown in Section 6.3 that if the von Mises and Tresca criteria are assumed to agree for the case of uniaxial tension, then they will disagree for the case of pure shear and the von Mises yield circle will circumscribe the Tresca hexagon. Show that if it is assumed that the von Mises and Tresca criteria agree for the case of pure shear, then they will disagree for the case of uniaxial tension and the Tresca hexagon will circumscribe the von Mises ellipse.
5. Derive the general form of the Tresca yield criteria as given by equation (6.3.8).

### References

6. Derive the equation for the Tresca yield criterion in the sector between the  $-\sigma_1$  and  $\sigma_3$  axes as was done in the text for the sector between the  $\sigma_2$  and  $-\sigma_1$  axes.
7. Derive equation (6.4.4).
8. Show that Lode's stress parameter  $\mu = 1$  corresponds to uniaxial compression,  $\mu = -1$  to uniaxial tension, and  $\mu = 0$  to pure shear.
9. Derive equations (6.4.5) and (6.4.6).

### References

1. J. Marin, *Mechanical Behavior of Engineering Materials*, Prentice-Hall, Englewood Cliffs, N.J., 1962, p. 117.
- 1a. *Ibid.*, p. 122.
2. J. Marin, Theories of Strength for Combined Stresses and Nonisotropic Materials, *J. Aeronautical Sci.*, **24**, No. 4, 1956, pp. 265-269.
3. H. M. Westergaard, On the Resistance of Ductile Materials to Combined Stresses, *J. Franklin Inst.*, **189**, 1920, pp. 627-640.
4. P. M. Naghdi, Stress-Strain Relations in Plasticity and Thermoplasticity, *Ins. Eng. Res., Univ. Calif. (Berkeley)*, Ser. 131, Issue 9, March 1960, p. 18.
5. W. Lode, Versuche ueber den Einfluss der mittleren Hauptspannung auf das Fließen der Metalle Eisen Kupfer und Nickel, *Z. Physik*, **36**, 1926, pp. 913-939.
6. G. I. Taylor and H. Quinney, The Plastic Distortion of Metals, *Phil. Trans. Roy. Soc. London*, **A230**, 1931, pp. 323-362.
7. M. Ros and A. Eichinger, Versuche Zur Klärung der Frage der Bruchgefahr III, *Metalle, Eidgenoss. Materialpruf. und Versuchsanstalt Industriell. Bauwerk und Gewerbe, Diskussionsbericht No. 34*, Zurich, 1929, pp. 3-59.
8. F. D. Stockton and D. C. Drucker, Fitting Mathematical Theories of Plasticity to Experimental Results, *J. Coll. Sci. (Rheology Issue)*, **5**, 1950, pp. 239-250.
9. P. M. Naghdi, F. Essenberg and W. Koff, An Experimental Study of Initial and Subsequent Yield Surfaces in Plasticity, *J. Appl. Mech.*, **25**, 1958, pp. 201-209.

### General References

- Hill, R., *The Mathematical Theory of Plasticity*, Oxford Univ. Press, London, 1950.
- Hoffman, O., and G. Sachs, *Introduction to the Theory of Plasticity for Engineers*, McGraw-Hill, New York, 1953.
- Marin, J., *The Mechanical Behavior of Engineering Materials*, Prentice-Hall, Englewood Cliffs, N.J., 1962.



1950  
1951  
1952  
1953  
1954  
1955  
1956  
1957  
1958  
1959  
1960



- 15 D. R. Bland, The Associated Flow Rule of Plasticity, *J. Mech. Phys. Solids*, **6**, 1957, pp. 71-78.
- 16 H. Z. Hencky, Zur Theorie Plastischer Deformationen und der hierdurch im Material hervorgerufenen Nachspannungen, *Z. Angew. Math. Mech.*, **4**, 1924, pp. 323-334.
- 17 B. Budiansky, A Reassessment of Deformation Theories of Plasticity, *J. Appl. Mech.*, **26**, 1959, pp. 259-264.
- 18 W. T. Koiter, Stress-Strain Relations, Uniqueness, and Variational Theorems for Elastic-Plastic Materials with a Singular Yield Surface. *Quart. Appl. Math.*, **11**, 1953, pp. 350-354.
- 19 A. Mendelson and S. S. Manson, Practical Solution of Plastic Deformation Problems in Elastic-Plastic Range, *NASA Tech Rept R-28*, 1959.

### General References

- Drucker, D. C., Stress-Strain Relations in the Plastic Range, a Survey of Theory and Experiment, *Office of Naval Research, Contract N7 onr-358, NR-041-032*, Dec 1950.
- Hill, R., *The Mathematical Theory of Plasticity*, Oxford Univ. Press, London, 1950.
- Johnson, W., and P. B. Mellor, *Plasticity for Mechanical Engineers*, Van Nostrand, Princeton, N. J., 1962.
- Naghdi, P. M., Stress-Strain Relations in Plasticity and Thermoplasticity, Office of Naval Research, Contract Nonr-222 (69), *Tech Rept No 9*, 1960.

## ELASTOPLASTIC PROBLEMS OF SPHERES AND CYLINDERS

### 8-1 GENERAL RELATIONS

Spheres and cylinders are widely used as pressure vessels, in the chemical industry, for example, as well as many other places. The loads involve high pressures and sometimes high temperatures and high temperature gradients. The elastic stress and strain distributions are relatively simple to obtain, particularly since the loading is usually reasonably symmetric. The solutions in the elastoplastic range, however, become complicated, and so simplifying assumptions of various types are made. These usually involve assuming the material to be incompressible in both the elastic and plastic ranges, and assuming it to be perfectly plastic in the plastic range. With these assumptions closed-form solutions can be obtained. We shall first present some of these classical solutions. Subsequently it will be shown how these problems can be solved without the usual simplifying assumptions.

For later use we record here the equilibrium, compatibility, strain-displacement, and stress-strain relations in spherical coordinates and polar coordinates assuming spherical and axial symmetry, respectively.

#### Spherical Coordinates

The stresses are designated by  $\sigma_r$  and  $\sigma_\theta = \sigma_\phi$  and the strains by  $\epsilon_r$  and  $\epsilon_\theta = \epsilon_\phi$ . The equilibrium equations reduce to

$$\frac{d\sigma_r}{dr} + 2 \frac{\sigma_r - \sigma_\theta}{r} = -F_r \quad (8.1.1)$$



where  $F_r$  is the body force per unit volume. The strains are related to the displacements by

$$\epsilon_r = \frac{du}{dr} \quad \epsilon_\theta = \frac{u}{r} = \epsilon_\phi \quad (8.1.2)$$

where  $u$  is the radial displacement. Combining both of equations (8.1.2) gives the compatibility equation

$$\frac{d\epsilon_\theta}{dr} + \frac{\epsilon_\theta - \epsilon_r}{r} = 0 \quad (8.1.3)$$

Because of symmetry the shear stresses and shear strains are zero as well as the tangential displacements.

The stress-strain relations are

$$\begin{aligned} \epsilon_r &= \frac{1}{E} (\sigma_r - 2\mu\sigma_\theta) + \alpha T + \epsilon_r^p \\ \epsilon_\theta &= \frac{1}{E} [(1 - \mu)\sigma_\theta - \mu\sigma_r] + \alpha T + \epsilon_\theta^p \end{aligned} \quad (8.1.4)$$

where  $\epsilon_r^p$  and  $\epsilon_\theta^p$  are the total plastic strains. From the incompressibility condition it follows that

$$\epsilon_r^p = -2\epsilon_\theta^p \quad (8.1.5)$$

For the von Mises yield criterion, the equivalent stress becomes

$$\sigma_e = \sqrt{\frac{1}{2}(\sigma_r - \sigma_\theta)^2} \quad (8.1.6)$$

so that the yield criterion is

$$|\sigma_r - \sigma_\theta| = \sigma_0 \quad (8.1.7)$$

and the equivalent plastic strain increment is

$$d\epsilon_p = |d\epsilon_r^p| \quad (8.1.8)$$

The Prandtl-Reuss relations thereupon reduce to

$$\begin{aligned} d\epsilon_r^p &= -2d\epsilon_\theta^p = d\epsilon_p \frac{\sigma_r - \sigma_\theta}{|\sigma_r - \sigma_\theta|} \\ &= d\epsilon_p \operatorname{sgn}(\sigma_r - \sigma_\theta) \end{aligned} \quad (8.1.9)$$

where  $\operatorname{sgn}$  stands for "the sign of." We note that if the plastic strains vary monotonically with the applied load, equation (8.1.9) can be integrated to give

$$\epsilon_r^p = \epsilon_p \operatorname{sgn}(\sigma_r - \sigma_\theta) \quad (8.1.10)$$

Note also that the Tresca yield criterion in this case coincides with the von Mises criterion.

### Polar Coordinates

We assume axial symmetry and either plane strain or plane stress. The equilibrium equations then become

$$\frac{d\sigma_r}{dr} + \frac{\sigma_r - \sigma_\theta}{r} = -F_r \quad (8.1.11)$$

where  $F_r$  is the body force per unit volume. The strain-displacement relations and corresponding compatibility equation are

$$\epsilon_r = \frac{du}{dr} \quad \epsilon_\theta = \frac{u}{r} \quad (8.1.12)$$

$$\frac{d\epsilon_\theta}{dr} + \frac{\epsilon_\theta - \epsilon_r}{r} = 0$$

which are the same as equations (8.1.2) and (8.1.3). The stress-strain relations are given by

$$\begin{aligned} \epsilon_r &= \frac{1}{E} [\sigma_r - \mu(\sigma_\theta + \sigma_z)] + \alpha T + \epsilon_r^p \\ \epsilon_\theta &= \frac{1}{E} [\sigma_\theta - \mu(\sigma_z + \sigma_r)] + \alpha T + \epsilon_\theta^p \\ \epsilon_z &= \frac{1}{E} [\sigma_z - \mu(\sigma_r + \sigma_\theta)] + \alpha T - (\epsilon_\theta^p + \epsilon_r^p) \end{aligned} \quad (8.1.13)$$

For the case of plane stress,  $\sigma_z = 0$ , and for the case of plane strain  $\epsilon_z = 0$  or  $\epsilon_z = \text{constant}$  for generalized plane strain. In both cases the shear stresses and strains are zero.

The von Mises and Tresca criteria do not coincide in this case as they do for the case of spherical symmetry. The yield criteria and corresponding plasticity relations will be described subsequently as they are used. Several examples will now be discussed beginning with the case of a thick hollow sphere.



## 8-2 THICK HOLLOW SPHERE WITH INTERNAL PRESSURE AND THERMAL LOADING

Consider a sphere with inner radius  $a$  and outer radius  $b$  subjected to an internal pressure  $p$  and a radial temperature distribution  $T(r)$ . It is obvious that complete symmetry about the center will exist so that the radial and any two tangential directions will be principal directions. Equations (8.1 4) through (8.1 10) apply. We start by finding the elastic solution. Substituting the stress-strain relations (8.1 4) (with the plastic strains set to zero) into the compatibility equation (8.1.3) and making use of the equilibrium equation (8.1.1), the following solution for the stresses can readily be obtained

$$\begin{aligned}\sigma_r &= \frac{-2E}{1-\mu} \frac{1}{r^3} \int_a^r \alpha T r^2 dr + \frac{2}{3} \left(1 - \frac{a^3}{r^3}\right) C_1 + \frac{C_2}{r^3} \\ \sigma_\theta &= -\frac{1}{2} \sigma_r - \frac{E\alpha T}{1-\mu} + C_1\end{aligned}\quad (8.2.1)$$

where  $C_1$  and  $C_2$  are integration constants. Note that  $E$  and  $\alpha$  have been assumed constant in obtaining the above solution. The constants  $C_1$  and  $C_2$  can be obtained using the boundary conditions

$$\begin{aligned}\sigma_r(a) &= -p \\ \sigma_r(b) &= 0\end{aligned}\quad (8.2.2)$$

resulting in

$$\begin{aligned}C_2 &= -pa^3 \\ C_1 &= \frac{3E}{1-\mu} \frac{1}{b^3 - a^3} \int_a^b \alpha T r^2 dr + \frac{3}{2} \frac{pa^3}{b^3 - a^3}\end{aligned}\quad (8.2.3)$$

For convenience the following dimensionless quantities are now introduced:

$$\begin{aligned}\beta &\equiv \frac{b}{a} & \rho &\equiv \frac{r}{a} & P &\equiv \frac{p}{\sigma_0} \\ \tau &\equiv \frac{E\alpha T}{(1-\mu)\sigma_0} & S_r &\equiv \frac{\sigma_r}{\sigma_0} & S_\theta &\equiv \frac{\sigma_\theta}{\sigma_0}\end{aligned}\quad (8.2.4)$$

where  $\sigma_0$  is the yield stress in uniaxial tension. Equation (8.2.1) can now be written in the dimensionless form as

$$\begin{aligned}S_r &= 2 \frac{\rho^3 - 1}{\rho^3(\beta^3 - 1)} \int_1^\beta \tau \rho^2 d\rho - \frac{2}{\rho^3} \int_1^\rho \tau \rho^2 d\rho + \frac{\rho^3 - \beta^3}{\rho^3(\beta^3 - 1)} P \\ S_\theta &= \frac{2\rho^3 + 1}{\rho^3(\beta^3 - 1)} \int_1^\beta \tau \rho^2 d\rho + \frac{1}{\rho^3} \int_1^\rho \tau \rho^2 d\rho - \tau + \frac{2\rho^3 + \beta^3}{2\rho^3(\beta^3 - 1)} P\end{aligned}\quad (8.2.5)$$

The strains can be computed from (8.1.4) and the displacement from (8.1.2).

We note that in the case of pressure loads only, the stress distribution is independent of Poisson's ratio [see equations (8.2.5) and (8.2.4)]. The assumption that is often made that the material is incompressible in the elastic range ( $\mu = \frac{1}{2}$ ), as well as the plastic range, therefore leads to no error in the elastic stress distribution. In the case of temperature loads, however, assuming  $\mu = \frac{1}{2}$  instead of 0.3, for example, results in approximately a 30 per cent error in the elastic thermal stresses. The strains are not independent of Poisson's ratio even for the case of pressure loading. In what follows, the effect of Poisson's ratio is always taken into account.

The conditions for the onset of yielding in the sphere can now be investigated. In terms of the dimensionless stresses defined in (8.2.4), the yield criterion (8.1.7) is written

$$|S_r - S_\theta| = 1$$

From equations (8.2.5) the yield condition becomes

$$\left| \frac{3}{\rho^3(\beta^3 - 1)} \int_1^\beta \tau \rho^2 d\rho + \frac{3}{\rho^3} \int_1^\rho \tau \rho^2 d\rho - \tau + \frac{3\beta^3}{2\rho^3(\beta^3 - 1)} P \right| = 1 \quad (8.2.6)$$

As a specific example, assume a temperature distribution resulting from an outward flow of heat due to an inner surface temperature of  $T_0$  and outer surface temperature of zero. This steady-state temperature distribution will be given by

$$T = \frac{T_0 a}{b - a} \left( \frac{b}{r} - 1 \right)$$

or

$$\tau = \frac{\tau_0}{\beta - 1} \left( \frac{\beta}{\rho} - 1 \right) \quad (8.2.7)$$

where

$$\tau_0 = \frac{E\alpha T_0}{(1-\mu)\sigma_0}$$

Evaluating the integrals and substituting into the yield condition (8.2.6) results in

$$\left| \frac{3\beta^3}{2\rho^3(\beta^3 - 1)} P - \frac{\beta\tau_0}{2\rho^3(\beta^3 - 1)} [3\beta^2 - \rho^2(\beta^2 + \beta + 1)] \right| = 1 \quad (8.2.8)$$

Consider first the case of pressure only. Then the yield condition becomes

$$\frac{3\beta^3 P}{2\rho^3(\beta^3 - 1)} = 1 \quad (8.2.9)$$



Yielding will first occur at the smallest value of  $\rho$ , i.e.  $\rho = 1$ , and the dimensionless pressure necessary to first cause yielding, the *critical pressure*, will be

$$P_{\text{crit}} = \frac{2(\beta^3 - 1)}{3\beta^3} \quad (8.2.10)$$

A plot of the ratio of this critical pressure as a function of the ratio of the outer to the inner radius  $\beta$  is shown in Figure 8.2.1. For a given value of  $\beta$ , yielding will start at the inner surface at a pressure as given by equation (8.2.10) or Figure 8.2.1. As  $P$  is increased, the plastic zone will spread from

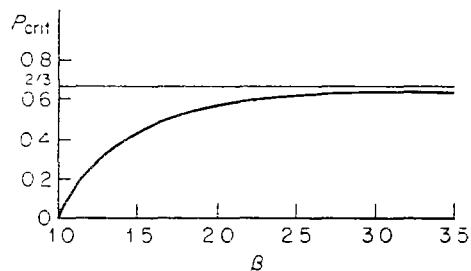


FIGURE 8.2.1 Variation of critical pressure with  $\beta$ , pressure loading only

the inner surface toward the outer surface. Note that as  $\beta$  approaches infinity  $P_{\text{crit}}$  approaches  $\frac{2}{3}$ , so that if the pressure is equal to  $\frac{2}{3}$  the yield stress, yielding is sure to take place, no matter what the dimensions of the sphere.

Considering the case of temperature only, equation (8.2.8) gives

$$\left| \frac{\beta\tau_0}{2(\beta^3 - 1)} \left[ \frac{3\beta^2}{\rho^3} - \frac{\beta^2 + \beta + 1}{\rho} \right] \right| = 1 \quad (8.2.11)$$

For this case yielding will also first start at the inner surface. However, if both pressure and temperature are present, yielding may start at any radius, depending on the relative values of  $P$ ,  $\tau_0$ , and  $\beta$ .

As an example let  $\beta = 2$ . Then for the case of internal pressure alone, equation (8.2.10) gives

$$P_{\text{crit}} = \frac{7}{12} = 0.583$$

For temperature alone, equation (8.2.11) gives

$$\tau_{0,\text{crit}} = 1.4$$

so that assuming  $E = 31 \times 10^6$ ,  $\sigma_0 = 31,000$  psi,  $\mu = 0.3$ , and  $\alpha = 7.5 \times 10^{-6}$  per  $^{\circ}\text{F}$ , the temperature difference between the inner and outer surfaces for yielding to start is  $130^{\circ}\text{F}$ . For both pressure and temperature acting, equation (8.2.8) gives, for  $\beta = 2$ ,

$$|12P + (7\rho^2 - 12)\tau_0| = 7\rho^3$$

For a value of  $\tau_0 = 0.4$ , which corresponds to only a  $37^{\circ}\text{F}$  temperature difference  $T_0$ , yielding will first occur at  $\rho = 1$  for a value of

$$P_{\text{crit}} = 0.75$$

compared to 0.583 for pressure alone. The effect of the temperature gradient in this case has been to retard the onset of yielding.

A complete discussion of the effects of temperature and pressure on yielding is given in reference [1].

So far, only the start of yielding has been considered. The spread of the plastic zone through the sphere is investigated next. The pressure problem and the temperature problem will be discussed separately in Sections 8.3, 8.4, and 8.5 under the assumption that the material is perfectly plastic. The general solution for strain-hardening materials under combined pressure and thermal gradient is presented in Section 8.6.

### 8-3 HOLLOW SPHERE. SPREAD OF PLASTIC ZONE. PRESSURE LOADING ONLY

When only internal pressure is acting, yielding will begin at the inner surface at a pressure given by equation (8.2.10); i.e.,

$$P_{\text{crit}} = \frac{2}{3} \frac{\beta^3 - 1}{\beta^3} \quad (8.3.1)$$

As the pressure increases, the plastic zone will spread outward toward the outer surface. Let the radius to the end of the plastic zone be  $r_c$ . Since the material is assumed perfectly plastic, at every point in the plastic region the equivalent stress is equal to the yield stress and since for this case  $\sigma_\theta > \sigma_r$ ,

$$S_\theta - S_r = 1 \quad (8.3.2)$$





in the plastic region. Substituting into the equilibrium equation (8.1.1) gives

$$\frac{dS_r}{d\rho} = \frac{2}{\rho}$$

or

$$S_r = 2 \ln \rho + C$$

But at

$$\rho = 1 \quad S_r = -P$$

Therefore,

$$C = -P$$

and

$$\left. \begin{aligned} S_r &= 2 \ln \rho - P \\ S_\theta &= (2 \ln \rho + 1) - P \end{aligned} \right\} \rho \leq \rho_c \quad (8.3.3)$$

Equations (8.3.3) give the stresses in the plastic region. Note that no stress-strain relation was needed to obtain these stresses. The problem is therefore called *statically determinate*.

At the plastic zone boundary, i.e., at  $\rho = \rho_c$ , the radial stress is

$$S_{r,c} = 2 \ln \rho_c - P \quad (8.3.4)$$

We can now consider the elastic part of the sphere as a new sphere with inner radius  $r_c$  and outer radius  $b$ , with an internal pressure given by equation (8.3.4). Since at this new inner radius the sphere is just at the yield point, equation (8.3.1) must apply with  $\beta$  replaced by  $\beta_c = b/r_c$  and  $-P_{crit}$  replaced by  $S_{r,c}$ . Hence

$$2 \ln \rho_c - P = -\frac{2}{3} \frac{\beta_c^3 - 1}{\beta_c^3}$$

or

$$\begin{aligned} P &= 2 \ln \rho_c + \frac{2}{3} \left( 1 - \frac{1}{\beta_c^3} \right) \\ &= 2 \ln \frac{r_c}{a} + \frac{2}{3} \left( 1 - \frac{r_c^3}{b^3} \right) \end{aligned} \quad (8.3.5)$$

Equation (8.3.5) gives the pressure required to cause the plastic zone to reach a radius  $r_c$  or, alternatively, for a given internal pressure  $P$ , equation (8.3.5) could be solved for the plastic zone radius  $r_c$ . A plot of the pressure versus the plastic zone radius is given in Figure 8.3.1 for  $\beta = 2$ .

When  $r_c$  becomes equal to  $b$ , the sphere is completely plastic. This will occur at a pressure [from (8.3.5)]

$$P = 2 \ln \beta \quad (8.3.6)$$

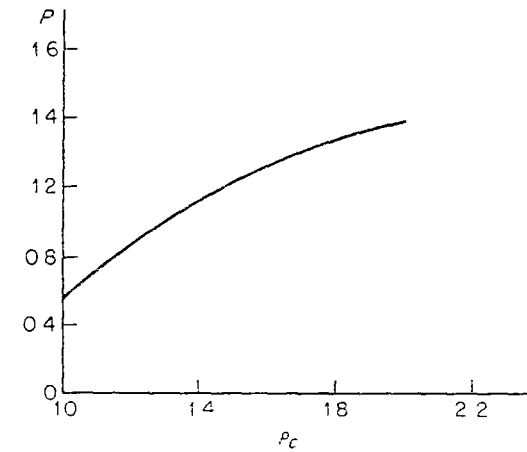


FIGURE 8.3.1 Plastic zone radius versus applied pressure,  $\beta = 2$

From (8.3.3) and (8.3.6) the stresses will be

$$\begin{aligned} S_r &= 2 \ln \rho - 2 \ln \beta \\ &= 2 \ln \frac{\rho}{\beta} \\ &= 2 \ln \frac{r}{b} \\ S_\theta &= 1 + 2 \ln \frac{r}{b} \end{aligned} \quad (8.3.7)$$

As a check, note that  $S_\theta - S_r = 1$  for all  $r$ .

So far the stresses in the plastic part of the sphere have been computed. The stress distribution in the elastic part of the sphere can be readily obtained by considering the elastic portion of the sphere to be a new sphere with inner radius  $r_c$ , outer radius  $b$ , and with the pressure at the inner radius equal to the critical pressure for a sphere with these dimensions. The elastic solution, equations (8.2.5) (without temperature terms), can be used for this fictitious sphere replacing  $a$  by  $r_c$  and  $\beta$  by  $\beta_c$ . Thus

$$\begin{aligned} S_r &= \frac{(r^3/r_c^3) - \beta_c^3}{(r^3/r_c^3)(\beta_c^3 - 1)} \left( \frac{2}{3} \frac{\beta_c^3 - 1}{\beta_c^3} \right) \\ \text{or} \quad \left. \begin{aligned} S_r &= \frac{2}{3} \frac{\rho^3 - \beta^3}{\rho^3 \beta_c^3} \\ S_\theta &= \frac{1}{3} \frac{2\rho^3 + \beta^3}{\rho^3 \beta_c^3} \end{aligned} \right\} \rho \geq \rho_c \end{aligned} \quad (8.3.8)$$



Equations (8.3.3) and (8.3.8) give the complete stress distribution in the sphere for given ratio of applied internal pressure to yield strength, with the plastic zone boundary  $\rho_c$  given by equation (8.3.5)

To calculate the strains and displacements in the sphere, the stress-strain relations and strain-displacement relations are used. For convenience we define, as was done for stresses in equations (8.2.4), "dimensionless" strains and displacements as follows:

$$\epsilon_r \equiv \frac{E\epsilon_r}{\sigma_0} \quad \epsilon_\theta \equiv \frac{E\epsilon_\theta}{\sigma_0} \quad U = \frac{Eu}{\sigma_0 a} \quad (8.3.9)$$

To compute the strains before yielding begins, equations (8.2.5) (with temperature terms deleted) are substituted into the stress-strain relations (8.1.4), resulting in

$$\epsilon_\theta = \frac{2(1-2\mu)\rho^3 + (1+\mu)\beta^3}{2\rho^3(\beta^3-1)} P \quad (8.3.10)$$

and from the strain-displacement relation (8.1.2),

$$U = \left[ (1-2\mu)\rho + \frac{(1+\mu)\beta^3}{2\rho^2} \right] \frac{P}{\beta^3-1} \quad (8.3.11)$$

When yielding starts  $P$  is equal  $P_{\text{crit}}$  given by equation (8.2.10), and the displacement at the inner surface,  $\rho = 1$ , is

$$U_a = \frac{2}{3} \frac{1-2\mu}{\beta^3} + \frac{1}{3} (1+\mu) \quad (8.3.12)$$

Note that if incompressibility had been assumed in the elastic region,  $\mu = \frac{1}{2}$ , the first term on the right of equation (8.3.12) disappears. For a Poisson's ratio of 0.3 and  $\beta$  of 2, the error in the displacement of the inner surface at the beginning of yield would be about 7 per cent. At the outer surface the error is 38 per cent.

As yielding progresses to some radius  $r_c$ , we can consider as before a new sphere with inner radius  $r_c$ , outer radius  $b$ , and critical pressure

$$P_{\text{crit}} = \frac{2}{3} \frac{\beta_c^3 - 1}{\beta_c^3}$$

acting at the inner radius  $r_c$ . From (8.3.11) the displacement at  $r \geq r_c$  is obtained by replacing  $\beta$  by  $\beta_c$  and  $\rho$  by  $r/r_c$ , resulting in

$$U = \frac{2}{3\beta_c^3} \left[ (1-2\mu)\rho + \frac{1+\mu}{2} \frac{\beta^3}{\rho^2} \right] \quad (8.3.13)$$

When the plastic zone reaches the outer radius  $b$ ,  $\rho = \beta$ ,  $\beta_c = 1$ , and

$$U_b = (1-\mu)\beta \quad (8.3.14)$$

The error in assuming  $\mu = \frac{1}{2}$  is about 30 per cent, for  $\mu = 0.3$ .

In all the previous computations it was assumed that the dimensions of the sphere do not change as the pressure increases. This is, of course, not true, since the sphere grows with increase in internal pressure, the inner radius becoming  $a + u_a$  and the outer radius  $b + u_b$ . A rigorous analysis would therefore have to take into account the change of dimensions of the shell. This can become particularly important for large strains.

#### 8-4 HOLLOW SPHERE. RESIDUAL STRESSES. PRESSURE LOADING

If the pressure is removed from the sphere discussed in Section 8.3 after plastic flow has occurred over part of the sphere, residual stresses will result. To find the residual stresses it is necessary to superpose on the stress system due to the internal pressure  $p$  and temperature  $T$  a completely elastic stress system due to a pressure  $-p$  and temperature  $-T$ . This will be correct as long as yielding in reverse does not occur, i.e., the residual stresses are not large enough to produce yielding. To see this, consider two stress systems satisfying the following two sets of equations

$$\begin{aligned} \frac{d\sigma'_r}{dr} + 2 \frac{\sigma'_r - \sigma'_\theta}{r} &= 0 \\ \frac{d\epsilon'_\theta}{dr} &= \frac{\epsilon'_r - \epsilon'_\theta}{r} \\ \epsilon'_r &= \frac{1}{E} (\sigma'_r - 2\mu\sigma'_\theta) + \alpha T + \epsilon_r^p \\ \epsilon'_\theta &= \frac{1}{E} [(1-\mu)\sigma'_\theta - \mu\sigma'_r] + \alpha T + \epsilon_\theta^p \end{aligned} \quad (8.4.1)$$

$$\sigma'_r(a) = -p$$

$$\sigma'_r(b) = 0$$



$$\begin{aligned} \frac{d\sigma_r'}{dr} + 2 \frac{\sigma_r' - \sigma_\theta'}{r} &= 0 \\ \frac{d\varepsilon_r'}{dr} &= \frac{\varepsilon_r' - \varepsilon_\theta'}{r} \\ \varepsilon_r' &= \frac{1}{E} (\sigma_r' - 2\mu\sigma_\theta') - \alpha T \\ \varepsilon_\theta' &= \frac{1}{E} [(1 - \mu)\sigma_\theta' - \mu\sigma_r'] - \alpha T \\ \sigma_r'(a) &= p \\ \sigma_r'(b) &= 0 \end{aligned} \quad (8.4.2)$$

The primed system corresponds to the system of stresses in the sphere with temperature  $T$  and internal pressure  $P$ . The double-primed system corresponds to the stresses in a sphere with temperature  $-T$  and internal pressure  $-P$ . If the two systems are added together, there is obtained a system of stresses  $\sigma_r = \sigma_r' + \sigma_r''$ , etc., satisfying the following equations:

$$\begin{aligned} \frac{d\sigma_r}{dr} + 2 \frac{\sigma_r - \sigma_\theta}{r} &= 0 \\ \frac{d\varepsilon_\theta}{dr} &= \frac{\varepsilon_r - \varepsilon_\theta}{r} \\ \varepsilon_r &= \frac{1}{E} (\sigma_r - 2\mu\sigma_\theta) + \varepsilon_r^p \\ \varepsilon_\theta &= \frac{1}{E} [(1 - \mu)\sigma_\theta - \mu\sigma_r] + \varepsilon_\theta^p \\ \sigma_r(a) &= 0 \\ \sigma_r(b) &= 0 \end{aligned} \quad (8.4.3)$$

Thus the resultant system corresponds to the unloaded sphere with permanent plastic strains due to the first system. If plastic flow occurs during the unloading, the elastic double-primed system can no longer be added to the original system, but it is necessary to solve another plastic flow problem for the new plastic strains.

For the case of pressure loading only, the elastic stresses due to a pressure equal to  $-P$  are, from (8.2.5),

$$S_r'' = -\frac{\rho^3 - \beta^3}{\rho^3(\beta^3 - 1)} P \quad S_\theta'' = -\frac{2\rho^3 + \beta^3}{2\rho^3(\beta^3 - 1)} P \quad (8.4.4)$$

Adding to the stresses given by (8.3.3) and by (8.3.8) gives for the residual stresses

$$\begin{aligned} S_r' &= 2 \ln \rho - P \left( 1 + \frac{\rho^3 - \beta^3}{\rho^3(\beta^3 - 1)} \right) \\ &= 2 \ln \rho - \frac{2}{3} \frac{P}{P_{\text{crit}}} \left( 1 - \frac{1}{\rho^3} \right) \end{aligned}$$

or

$$\left. \begin{aligned} S_r' &= \frac{2}{3} \left[ 3 \ln \rho - \frac{P}{P_{\text{crit}}} \left( 1 - \frac{1}{\rho^3} \right) \right] \\ S_\theta' &= \frac{2}{3} \left[ \frac{3}{2} + 3 \ln \rho - \frac{P}{P_{\text{crit}}} \left( 1 + \frac{1}{2\rho^3} \right) \right] \end{aligned} \right\} \rho \leq \rho_c \quad (8.4.5)$$

$$\left. \begin{aligned} S_r' &= \frac{2}{3} \left[ \left( \frac{P}{P_{\text{crit}}} - \rho_c^3 \right) \left( \frac{1}{\rho^3} - \frac{1}{\beta^3} \right) \right] \\ S_\theta' &= -\frac{2}{3} \left[ \left( \frac{P}{P_{\text{crit}}} - \rho_c^3 \right) \left( \frac{1}{2\rho^3} + \frac{1}{\beta^3} \right) \right] \end{aligned} \right\} \rho \geq \rho_c \quad (8.4.6)$$

The superscript  $'$  is used in the above equations to indicate residual stresses. When  $\rho = 1$  (at the inner surface),  $S_r' = 0$ , as expected, and

$$S_\theta' = 1 - \frac{P}{P_{\text{crit}}} \quad (8.4.7)$$

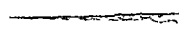
and since  $P \geq P_{\text{crit}}$ , a residual compressive stress results. Upon reapplication of a pressure less than or equal to the original maximum, only elastic strains will occur. The shell has thus been strengthened by the initial pressurization. If the material work hardens, an even greater strengthening can be achieved.

In the above derivation it has been assumed that no plastic flow takes place during the unloading, i.e., there is no yielding in compression due to the residual stresses. If such yielding occurs, then not only is our assumption that the unloading is elastic violated, but the situation may be dangerous with regard to the safety of the sphere. The maximum value of applied pressure  $P$  such that if the sphere is unloaded there will be no reversed plastic flow is called the *shakedown pressure*,  $P_s$ . This pressure can be found as follows. For reversed yielding the yield criterion can be written

$$S_r' - S_\theta' = 1 \quad (8.4.8)$$

The maximum residual stress will occur at  $\rho = 1$ , where  $S_r' = 0$ . From (8.4.7) it therefore follows that

$$P_s = 2P_{\text{crit}} \quad (8.4.9)$$



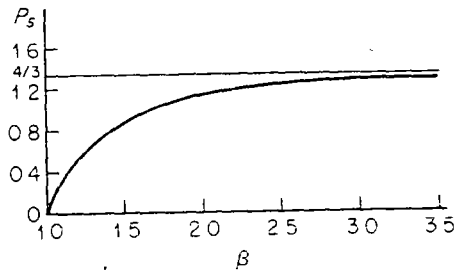


FIGURE 8.4.1 Variation of shakedown pressure with thickness ratio for hollow sphere with internal pressure.

As long as the applied pressure is less than twice the critical pressure, the residual stresses will be elastic. Making use of equation (8.3.1) the shakedown pressure can be written directly as a function of the thickness ratio  $\beta$ .

$$P_s = \frac{4}{3} \frac{\beta^3 - 1}{\beta^3} \quad (8.4.10)$$

Figure 8.4.1 shows the shakedown pressure as a function of  $\beta$ .

### 8-5 HOLLOW SPHERE. THERMAL LOADING ONLY

For the case of a temperature gradient as given by equation (8.2.7), yielding will occur as given by equation (8.2.11). Then

$$\frac{\beta \tau_0}{2(\beta^3 - 1)} \left| \frac{3\beta^2}{\rho^3} - \frac{\beta^2 + \beta + 1}{\rho} \right| = 1 \quad (8.5.1)$$

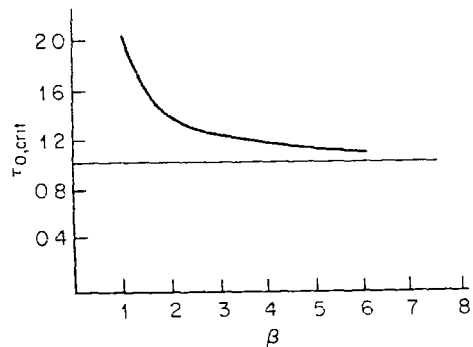


FIGURE 8.5.1  $\tau_{0,crit}$  as a function of  $\beta$

Yielding will first occur at  $r = a$ , ( $\rho = 1$ ), and the critical temperature difference at which yielding will first start is given by

$$\tau_{0,crit} = \frac{2(\beta^3 - 1)}{\beta(2\beta^2 - \beta - 1)} = \frac{2(\beta^2 + \beta + 1)}{\beta(2\beta + 1)} \quad (8.5.2)$$

A plot of  $\tau_{0,crit}$  versus  $\beta$  is shown in Figure 8.5.1.

If  $\tau_0$  exceeds  $\tau_{0,crit}$ , the plastic zone will spread outward to some radius  $r_c$ . Within this zone, i.e., for  $r \leq r_c$ , the yield criterion  $|S_\theta - S_r| = 1$  will apply. But since in this region the tangential stress will be a large compressive stress and the radial stress will be a small compressive stress, the yield criterion can be written

$$S_\theta - S_r = -1 \quad (8.5.3)$$

The equilibrium equation now becomes

$$\frac{dS_r}{d\rho} = -\frac{2}{\rho}$$

or

$$S_r = -2 \ln \rho + C$$

and since  $S_r(1) = 0$ ,  $C = 0$ . Hence

$$\left. \begin{aligned} S_r &= -2 \ln \rho \\ S_\theta &= -1 - 2 \ln \rho \end{aligned} \right\} \rho \leq \rho_c \quad (8.5.4)$$

Note that the stresses in the plastic region are independent of the temperature. The radius of the plastic zone,  $r_c$ , of course, depends on the temperature.

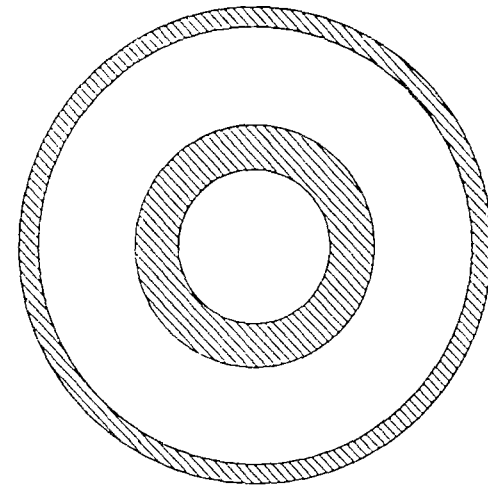
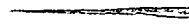


FIGURE 8.5.2 Two plastic zones due to temperature gradient





As the temperature is further increased, a second plastic zone unconnected to the first may start at a new radius, depending on the value of  $\beta$  as shown in Figure 8.5.2. This is due to the fact that since there are no external forces acting on the sphere, the resultant force acting on any cross section must vanish. Thus the tangential stress varies from compression at the inner surface to tension at the outer surface. The inner surface will begin flowing plastically in compression, but if the temperature gradient is high enough, the outer surface will start flowing plastically in tension, thus producing two plastic zones, one in tension and one in compression. A detailed discussion is given in reference [1].

### 8-6 HOLLOW SPHERE OF STRAIN-HARDENING MATERIAL

We now consider the general case of a hollow sphere of strain-hardening material with both pressure and thermal loads. Equations (8.1.1) through (8.1.9) apply and in addition the assumption is made that the plastic strains are varying monotonically, so that equation (8.1.10) may be used. If this is not the case, equation (8.1.9) is used instead, and the calculation performed in steps or increments as described subsequently for more general types of problems. In addition, we use the dimensionless quantities defined by equations (8.2.4) and (8.3.9). The equilibrium compatibility and stress-strain relations are now written

$$\begin{aligned} \frac{dS_r}{d\rho} + \frac{2(S_r - S_\theta)}{\rho} &= 0 \\ \frac{d\epsilon_\theta}{d\rho} + \frac{\epsilon_\theta - \epsilon_r}{\rho} &= 0 \\ \epsilon_r &= S_r - 2\mu S_\theta + (1 - \mu)\tau + \epsilon_r^p \\ \epsilon_\theta &= (1 - \mu)S_\theta - \mu S_r + (1 - \mu)\tau + \epsilon_\theta^p \end{aligned} \quad (8.6.1)$$

Substituting the last two of equations (8.6.1) into the second, combining with the first, and integrating results in the following equations:

$$\begin{aligned} S_r &= -\frac{2}{\rho^3} \int_1^\rho \rho^2 \tau d\rho + \frac{1}{1 - \mu} \int_1^\rho \frac{\epsilon_r^p}{\rho} d\rho + \left(1 - \frac{1}{\rho^3}\right) C_1 - P \\ S_\theta &= -\tau - P + \frac{1}{\rho^3} \int_1^\rho \rho^2 \tau d\rho + \left(1 + \frac{1}{2\rho^3}\right) C_1 \\ &\quad + \frac{1}{2(1 - \mu)} \epsilon_r^p + \frac{1}{1 - \mu} \int_1^\rho \frac{\epsilon_r^p}{\rho} d\rho \end{aligned} \quad (8.6.2)$$

$$S = -\tau + \frac{3}{\rho^3} \int_1^\rho \rho^2 \tau d\rho + \frac{\epsilon_r^p}{2(1 - \mu)} + \frac{3}{2\rho^3} C_1 \quad (8.6.3)$$

$$C_1 = \frac{\beta^3}{\beta^3 - 1} \left[ \frac{2}{\beta^3} \int_1^\beta \rho^2 \tau d\rho - \frac{1}{1 - \mu} \int_1^\beta \frac{\epsilon_r^p}{\rho} d\rho + P \right] \quad (8.6.4)$$

where

$$S \equiv S_\theta - S_r \quad (8.6.5)$$

The boundary conditions used in deriving the above equations were

$$\begin{aligned} S_r(1) &= -P \\ S_r(\beta) &= 0 \end{aligned} \quad (8.6.6)$$

For the elastic case equations (8.6.2) reduce to (8.2.5). For the case of a perfectly plastic material, the solution was given in the previous sections. We shall consider here only the case of a strain-hardening material.

To obtain a complete solution to the problem, it is necessary to determine the plastic strain distribution  $\epsilon_r^p$  through the sphere. This will, of course, depend on the stress-strain curve of the material. The plastic strain distribution can be obtained in the following manner. The equivalent stress is related to the equivalent plastic strain through the stress-strain curve of the material. Thus

$$|S| = f(\epsilon_p)$$

or, for this case,

$$|S| = f(|\epsilon_r^p|)$$

where  $f$  is a known function representing the stress-strain curve. It therefore follows that

$$\begin{aligned} S &= \frac{S}{|S|} f(|\epsilon_r^p|) & |S| &\geq 1 \\ \epsilon_r^p &= 0 & |S| &\leq 1 \end{aligned} \quad (8.6.7)$$

Also, from equation (8.6.3),

$$\epsilon_r^p = 2(1 - \mu) \left( \tau - \frac{3}{\rho^3} \int_1^\rho \tau \rho^2 d\rho - \frac{3}{2\rho^3} C_1 + S \right) \quad (8.6.8)$$

A complete solution can now be obtained by an iterative or successive approximation method. One chooses a distribution of  $\epsilon_r^p$  (say zero).  $S$  is computed using equation (8.6.3), merely to determine its sign at the different



radial positions. A first approximation to  $S$  is then obtained from equation (8.6.7), and a first approximation to the plastic strain distribution can be calculated from (8.6.8). A better value of  $S$  can then be computed from (8.6.7) and the next approximation for  $\epsilon_r^p$  obtained from (8.6.8). If the process converges, we will thus obtain the proper values of  $\epsilon_r^p$  and  $S$  such that (8.6.7) and (8.6.8) are satisfied simultaneously. The individual stresses  $S_r$  and  $S_\theta$  can then readily be computed. Thus a complete solution is obtained in both the elastic and plastic regions. There is no need to treat the two regions separately as was done for the perfectly plastic material in previous sections. It should be noted, however, that equations (8.6.7) and (8.6.8) apply only for  $|S| > 1$ ; for  $|S| \leq 1$ ,  $\epsilon_r^p$  is set equal to zero. The integrands  $\epsilon_r^p/\rho$  appearing in the previous equations are therefore generally zero over part of the integration range. A similar technique is described in reference [9].

As a specific example, consider a sphere made of a material whose stress-strain curve is given by the following equation:

$$\sigma_e = 30,000 + 136,000 \epsilon_p^{3/2} \quad \sigma_e \geq 30,000$$

Equation (8.6.7) now becomes

$$S = \frac{S}{|S|} (1 + 0.1434 |\epsilon_r^p|^{1/2})$$

Results of calculations performed by the iterative procedure described are shown in Figures 8.6.1 and 8.6.2 for  $\beta = 2$  and temperature distribution given by equation (8.2.7). In performing the calculations, the thickness of the sphere was divided into 40 equally spaced intervals and Simpson's rule

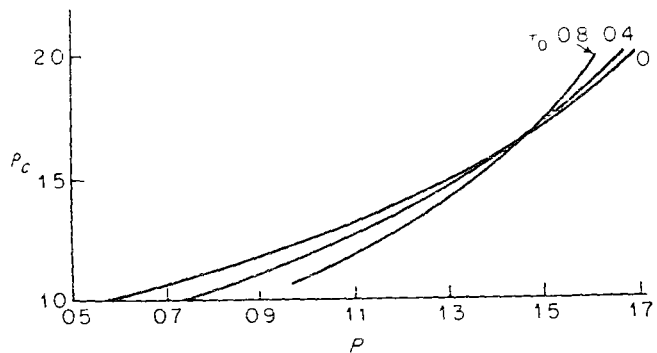


FIGURE 8.6.1 Variation of plastic zone radius with applied pressure for different temperature gradients:

$$\beta = 2, \tau = \tau_0(\beta/\rho - 1)/(\beta - 1), \sigma_e = 30,000 + 136,000 \epsilon_p^{3/2}.$$

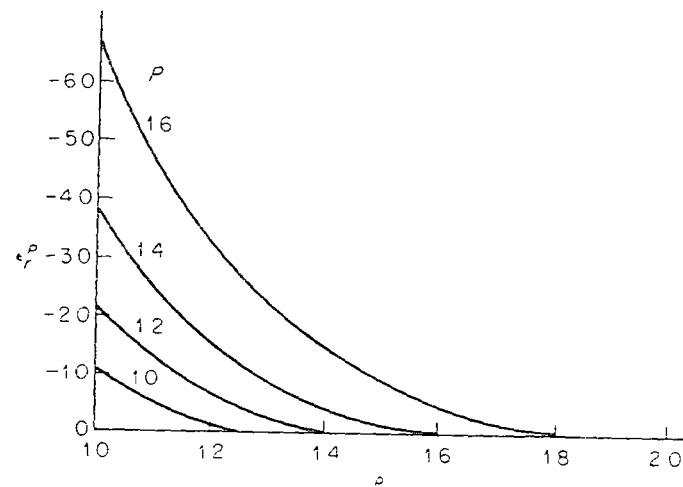


FIGURE 8.6.2 Variation of plastic strain with radius for various pressures  $\beta = 2, \tau_0 = 0$ .

was used to perform the integrations. The cases shown are for illustrative purposes only. Any combination of geometry, loading, and material properties can be used and a rapid solution obtained. The time required to obtain a complete solution for a given loading condition, using a high-speed digital computer, is on the order of a few seconds.

This type of successive approximation method will be discussed at greater length in Chapter 9, where several numerical examples will be given. Right now it will be shown that if the material strain hardens linearly the solution can for some cases be obtained in closed form.

For linear strain hardening it follows from Figure 8.6.3 that

$$\epsilon_p = \frac{1 - m}{m} (|S| - 1) \tag{8.6.9}$$

where the *strain-hardening parameter*  $m$  is defined as the ratio of the slope of the strain-hardening part of the stress-strain curve to the elastic modulus. Then, from (8.1.10),

$$\epsilon_r^p = \frac{1 - m}{m} (1 - |S|) \frac{S}{|S|} = \frac{1 - m}{m} \left( \frac{S}{|S|} - S \right) \tag{8.6.10}$$

Consider the case of pressure loading only.  $\sigma_\theta$  will always be positive and  $\sigma_r$  will always be negative, so that  $\sigma_\theta - \sigma_r > 0$ . Therefore,  $S/|S| = +1$  and

$$\epsilon_r^p = \frac{1 - m}{m} (1 - S) \tag{8.6.11}$$



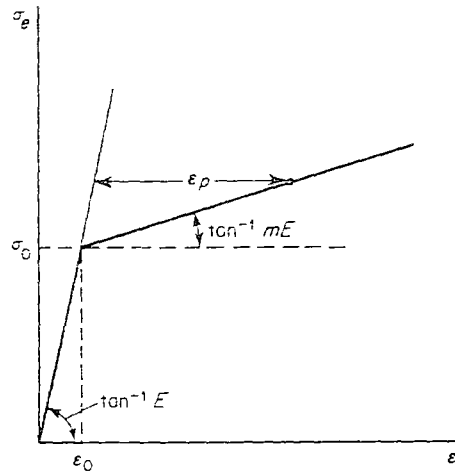


FIGURE 8.6.3 Stress-strain curve for linear strain hardening

If the plastic zone extends to  $\rho = \rho_c$ , then, from (8.6.11), making use of the first of equations (8.6.1) it follows that

$$\int_1^{\rho} \frac{\epsilon_r^p}{\rho} d\rho = \begin{cases} \frac{1-m}{m} \ln \rho - \frac{1-m}{2m} (S_r + P) & \rho \leq \rho_c \\ \frac{1-m}{m} \ln \rho_c - \frac{1-m}{2m} (S_{r,c} + P) & \rho \geq \rho_c \end{cases} \quad (8.6.12)$$

where  $S_{r,c}$  is the value of  $S_r$  at  $\rho = \rho_c$ . Substituting into (8.6.3) and (8.6.4) results in

$$C_1 = \frac{\beta^3}{\beta^3 - 1} \left[ P - \frac{1-m}{(1-\mu)m} (\ln \rho_c - \frac{1}{2} S_{r,c} - \frac{1}{2} P) \right] \quad (8.6.13)$$

$$S = \frac{1-m}{2(1-\mu)m} (1-S) + \frac{3}{2\rho^3} C_1 \quad (8.6.14)$$

and, since  $S = 1$  when  $\rho = \rho_c$ , we have

$$\rho_c^3 = \frac{3}{2} C_1 \quad C_1 = \frac{2}{3} \rho_c^3 \quad (8.6.15)$$

Substituting into (8.6.13) gives

$$\frac{2}{3} \rho_c^3 = \frac{\beta^3}{\beta^3 - 1} \left[ P - \frac{1-m}{2(1-\mu)m} (2 \ln \rho_c - S_{r,c} - P) \right] \quad (8.6.16)$$

At the onset of yield when  $\rho_c = 1$ , we have  $S_{r,c} = -P$  and therefore

$$P_{\text{crit}} = \frac{2}{3} \frac{\beta^3 - 1}{\beta^3} \quad (8.6.17)$$

which is the same result previously obtained for the perfectly plastic material. Obviously the onset of yield depends only on the yield stress. As  $P$  is increased, the plastic zone spreads to  $\rho_c$  and  $-S_{r,c}$  can be considered to be the critical pressure acting on a sphere with inner radius  $\rho_c$  and outer radius  $\beta_c = \beta/\rho_c$ . Thus

$$S_{r,c} = -\frac{2}{3} \frac{\beta_c^3 - 1}{\beta_c^3} \quad (8.6.18)$$

Hence

$$\frac{2}{3} \rho_c^3 = \frac{\beta^3}{\beta^3 - 1} \left[ \left( 1 + \frac{1-m}{2(1-\mu)m} \right) P - \frac{1-m}{(1-\mu)m} \ln \rho_c - \frac{1-m}{3(1-\mu)m} \frac{\beta_c^3 - 1}{\beta_c^3} \right] \quad (8.6.19)$$

or

$$P = \frac{\frac{4}{3}(1-\mu)m[(\beta^3 - 1)/\beta^3] \rho_c^3 + 2(1-m) \ln \rho_c + \frac{2}{3}(1-m)(\beta_c^3 - 1)/\beta_c^3}{2m(1-\mu) + (1-m)} \quad (8.6.20)$$

which relates the pressure  $P$  to the plastic zone radius  $\rho_c$ . Note that if  $m = 0$ ,

$$P = 2 \ln \rho_c + \frac{2}{3} \frac{\beta_c^3 - 1}{\beta_c^3}$$

which is the value previously obtained for the perfectly plastic material [equation (8.3.5)]

As an example, for  $\beta = 2$ ,  $m = 0.1$ , and  $\mu = 0.3$ , the pressure required for yielding of the complete sphere,  $\rho_c = \beta$ , is 1.83, compared to 1.39 for a perfectly plastic material. It thus takes a 32 per cent higher pressure for the strain-hardening sphere to yield completely as compared to the perfectly plastic sphere.

To obtain the stresses we substitute into equations (8.6.2). Thus

$$\left. \begin{aligned} S_r &= -P + \left( 1 - \frac{1}{\rho^3} \right) C_1 + \frac{1}{1-\mu} \left[ \frac{1-m}{m} \ln \rho_c - \frac{1-m}{2m} (S_{r,c} + P) \right] \\ S_\theta &= -P + \left( 1 + \frac{1}{2\rho^3} \right) C_1 + \frac{1}{1-\mu} \left[ \frac{1-m}{m} \ln \rho_c - \frac{1-m}{2m} (S_{r,c} + P) \right] \end{aligned} \right\} \rho \geq \rho_c \quad (8.6.21)$$

$$\left. \begin{aligned} S_r &= -P + \frac{2(1-m)}{1-m+2(1-\mu)m} \ln \rho + \frac{\frac{4}{3}(1-\mu)m(\rho_c^3/\rho^3)(\rho^3-1)}{1-m+2(1-\mu)m} \\ S_\theta &= -P + \frac{2(1-m)}{1-m+2(1-\mu)m} \ln \rho + \frac{(1-\mu)m(\rho_c^3/\rho^3)(2\rho^3+1)}{1-m+2(1-\mu)m} \end{aligned} \right\} \rho \leq \rho_c \quad (8.6.22)$$



Note that if  $m = 0$  these reduce to the previously obtained values for the perfectly plastic material. Thus to obtain the complete stress distribution,  $\rho_c$  (or  $P$ ) is obtained from (8.6.20),  $S_{r,c}$  from (8.6.18), and then the stresses from (8.6.21) and (8.6.22).

### 8-7 PLASTIC FLOW IN THICK-WALLED TUBES

A considerable amount of work has been done on the problem of plastic flow in a thick-walled tube under internal pressure with and without temperature gradients. Solutions have been obtained, for example, in references [1] through [8]. These solutions differ in the yield criteria used and in the plastic stress-strain relations. Some solutions use the von Mises yield criterion and the associated flow rule [3]. Others use the Tresca criterion and its flow rule [7]. Reference [4] uses the Hencky total strain relations. In other papers complete incompressibility is assumed in both the elastic and plastic regions. Of the references cited, only [8] takes into account strain hardening of the material.

There are three cases that can be treated: (1) plane strain,  $\epsilon_z = 0$ , (2) generalized plane strain,  $\epsilon_z = \text{constant} \neq 0$ , and (3) tube with open ends,  $P = 0$ . We shall present a general solution for a strain-hardening material, including radial temperature gradients, which can take into account any of these cases.

The Tresca criterion and its associated flow rule will be used, since in this case it offers some simplifications. For this purpose it will be assumed that  $\sigma_\theta > \sigma_z > \sigma_r$ . It is shown by Koiter [7] that this is true for a large range of conditions.

We introduce the same dimensionless quantities as in the problem of the sphere, i.e.,

$$\begin{aligned} S_r &= \frac{\sigma_r}{\sigma_0} & S_\theta &= \frac{\sigma_\theta}{\sigma_0} & S_z &= \frac{\sigma_z}{\sigma_0} & P &= \frac{p}{\sigma_0} \\ \tau &= \frac{E\alpha T}{(1-\mu)\sigma_0} & \gamma &= \frac{E\alpha T_0}{(1+\mu)\sigma_0} & \rho &= \frac{r}{a} & \beta &= \frac{b}{a} \quad (8.7.1) \\ \epsilon_r &= \frac{\epsilon_r}{\epsilon_0} & \epsilon_\theta &= \frac{\epsilon_\theta}{\epsilon_0} & \epsilon_z &= \frac{\epsilon_z}{\epsilon_0} \\ S &= S_\theta - S_r \end{aligned}$$

where  $a$  and  $b$  are the internal and external radii,  $\sigma_0$  is the yield stress, and  $\epsilon_0$  is the yield strain.

Equations (8.1.11), (8.1.12), and (8.1.13) are now written

$$\frac{dS_r}{d\rho} = \frac{S_\theta - S_r}{\rho} \quad (8.7.2)$$

$$\frac{d\epsilon_\theta}{d\rho} = \frac{\epsilon_r - \epsilon_\theta}{\rho}$$

$$\begin{aligned} \epsilon_r &= S_r - \mu(S_\theta + S_z) + (1-\mu)\tau + \epsilon_r^p \\ \epsilon_\theta &= S_\theta - \mu(S_r + S_z) + (1-\mu)\tau + \epsilon_\theta^p \\ \epsilon_z &= S_z - \mu(S_r + S_\theta) + (1-\mu)\tau + \epsilon_z^p \end{aligned} \quad (8.7.3)$$

If the Tresca criterion and its associated flow rule are used, then, assuming  $S_\theta > S_z > S_r$ ,

$$\begin{aligned} \epsilon_z^p &= 0 \\ \epsilon_r^p &= -\epsilon_\theta^p \end{aligned} \quad (8.7.4)$$

and

$$S = S_\theta - S_r = 1 \quad \text{at yielding}$$

For boundary conditions it is assumed that

$$\begin{aligned} S_r(a) &= -P \\ S_r(b) &= 0 \end{aligned} \quad (8.7.5)$$

and the conditions at the end of the tube are determined by case 1, 2, or 3 above. For plane strain  $\epsilon_z = 0$ . For generalized plane strain,  $\epsilon_z$  is a constant which can be determined from the end loads on the tube. Thus let the axial force acting on the tube be  $F$ . Define

$$F^* \equiv \frac{F}{2\pi a^2 \sigma_0}$$

Then it readily follows from the condition

$$F^* = \int_1^\beta S_z \rho \, d\rho$$

and the third of equations (8.7.3) that

$$\epsilon_z = \frac{2}{\beta^2 - 1} \left[ F^* - \mu P + (1-\mu) \int_1^\beta \tau \rho \, d\rho \right] \quad (8.7.6)$$



1000





If the axial force is due to internal pressure only, then  $F^* = P/2$  and

$$\epsilon_z = \frac{1}{\beta^2 - 1} \left[ (1 - 2\mu)P + 2(1 - \mu) \int_1^\rho \tau \rho \, d\rho \right] \quad (8.7.7)$$

For a tube with open ends,  $P = 0$  and

$$\epsilon_z = \frac{2(1 - \mu)}{\beta^2 - 1} \int_1^\beta \tau \rho \, d\rho \quad (8.7.8)$$

In any case  $\epsilon_z$  is a known constant. From the last of equations (8.7.3),

$$S_z = \epsilon_z + \mu(S_r + S_\theta) - (1 - \mu)\tau \quad (8.7.9)$$

Substituting this relation into the first two of equations (8.7.3), making use of the equilibrium and compatibility equations (8.7.2), and integrating results after some algebraic manipulations in the following solution

$$S_r = -\frac{P}{\rho^2} - \frac{1}{\rho^2} \int_1^\rho \tau \rho \, d\rho + \frac{1}{1 - \mu^2} \int_1^\rho \frac{\epsilon_r^P}{\rho} \, d\rho + \left(1 - \frac{1}{\rho^2}\right) C_1 \quad (8.7.10)$$

$$S_\theta = \frac{P}{\rho^2} - \tau + \frac{1}{\rho^2} \int_1^\rho \tau \rho \, d\rho + \frac{1}{1 - \mu^2} \left( \epsilon_r^P + \int_1^\rho \frac{\epsilon_r^P}{\rho} \, d\rho \right) + \left(1 + \frac{1}{\rho^2}\right) C_1$$

$$S = \frac{2P}{\rho^2} - \tau + \frac{2}{\rho^2} \int_1^\rho \tau \rho \, d\rho + \frac{1}{1 - \mu^2} \epsilon_r^P + \frac{2}{\rho^2} C_1 \quad (8.7.11)$$

$$C_1 = \frac{1}{\beta^2 - 1} \left( P + \int_1^\beta \tau \rho \, d\rho - \frac{\beta^2}{1 - \mu^2} \int_1^\beta \frac{\epsilon_r^P}{\rho} \, d\rho \right) \quad (8.7.12)$$

Yielding will begin at  $\rho = 1$  when  $S = 1$ , so that the critical pressure will be

$$P_{\text{crit}} = \frac{1}{2}(1 + \tau) - C_1$$

and, from (8.7.12),

$$C_1 = \frac{1}{\beta^2 - 1} \left( \int_1^\beta \tau \rho \, d\rho + P_{\text{crit}} \right)$$

Therefore,

$$P_{\text{crit}} = \frac{\beta^2 - 1}{2\beta^2} \left( 1 + \tau - \frac{2}{\beta^2 - 1} \int_1^\beta \tau \rho \, d\rho \right) \quad (8.7.13)$$

For  $P \leq P_{\text{crit}}$ , we have the elastic solution, which agrees with the classical elastic solution. For  $P \geq P_{\text{crit}}$  a plastic zone will spread out to some radius  $\rho_c$ . The solution for general strain hardening can be obtained by an iterative or successive approximation method, as indicated for the sphere

Let the stress-strain curve be given by a relation of the form

$$|S| = f(\epsilon_p) \quad (8.7.14)$$

To relate  $\epsilon_r^P$  to  $\epsilon_p$ , the two methods indicated in Section 7.6 may be used. If the definition

$$d\epsilon_p = \sqrt{\frac{2}{3}} d\epsilon_{i_1}^P \quad d\epsilon_{i_2}^P$$

is used, then from (8.7.4),

$$d\epsilon_p = \frac{2}{\sqrt{3}} |d\epsilon_r^P| \quad (8.7.15)$$

On the other hand, if the definition (7.6.20) is used, then it follows that

$$d\epsilon_p = |d\epsilon_r^P| \quad (8.7.16)$$

The two definitions differ by the familiar constant  $2/\sqrt{3}$  and either one can be used. Since the definition based on the plastic work increment appears to be more consistent with the Tresca criterion, we shall use it, and assume for the case under consideration that (8.7.14) may be written

$$\begin{aligned} |S| &= f(|\epsilon_r^P|) & |S| &\geq 1 \\ \epsilon_r^P &= 0 & |S| &\leq 1 \end{aligned} \quad (8.7.17)$$

To use the successive approximation method, it is preferable, as was done for the case of the sphere, to rewrite equations (8.7.11) and (8.7.17) as follows

$$\epsilon_r^P = (1 - \mu^2) \left( S - \frac{2P}{\rho^2} + \tau - \frac{2}{\rho^2} \int_1^\rho \tau \rho \, d\rho - \frac{2}{\rho^2} C_1 \right) \quad (8.7.18)$$

$$\begin{aligned} S &= f(|\epsilon_r^P|) \operatorname{sgn} S & |S| &\geq 1 \\ \epsilon_r^P &= 0 & |S| &\leq 1 \end{aligned} \quad (8.7.19)$$

An initial distribution of  $\epsilon_r^P$  (such as zero) is assumed. The signs of  $S$  throughout the cross section of the tube are then determined from (8.7.11), and the actual values of  $S$  are calculated from (8.7.19). A better approximation can now be obtained for the  $\epsilon_r^P$  using equation (8.7.18). The process is repeated until convergence is obtained.

For the cases of the sphere and the tube heretofore discussed, the successive approximation method has been found to converge fairly rapidly using the techniques described. However, this may not always be true. A general discussion of the convergence of the successive approximation method is given in Chapter 9.



Faint, illegible text at the bottom left of the page, possibly bleed-through from the reverse side.

Faint, illegible text at the bottom right of the page, possibly bleed-through from the reverse side.

For the case of linear strain hardening, a solution can be obtained in closed form for the above problem. As for the sphere problem, equation (8.6.11) is used:

$$\epsilon_r^p = \frac{1-m}{m} (1-S) \quad (8.7.20)$$

$$\int_1^{\beta} \frac{\epsilon_r^p}{\rho} d\rho = \frac{1-m}{m} (\ln \rho_c - S_{r,c} - P)$$

Therefore,

$$C_1 = \frac{1}{\beta^2 - 1} \left[ \int_1^{\beta} \tau \rho d\rho + P - \frac{\beta^2(1-m)}{m(1-\mu^2)} (\ln \rho_c - S_{r,c} - P) \right] \quad (8.7.21)$$

Also from (8.7.11),

$$S = -\tau + \frac{2}{\sigma^2} \int_1^{\rho} \tau \rho d\rho + \frac{2}{\rho^2} (P + C_1) + \frac{1-m}{m(1-\mu^2)} (1-S) \quad \rho \leq \rho_c \quad (8.7.22)$$

When  $\rho = \rho_c$ ,  $S = 1$ . Therefore, from (8.7.22),

$$C_1 = \frac{\rho_c^2}{2} \left[ 1 + \tau(\rho_c) - \frac{2}{\rho_c^2} \int_1^{\rho_c} \tau \rho d\rho \right] - P \quad (8.7.23)$$

Substituting into the expression for  $C_1$ , (8.7.21), we get

$$\begin{aligned} & \frac{\rho_c^2}{2} \left[ 1 + \tau(\rho_c) - \frac{2}{\rho_c^2} \int_1^{\rho_c} \tau \rho d\rho \right] \\ &= \frac{\beta^2}{\beta^2 - 1} \left[ P + \frac{1}{\beta^2} \int_1^{\beta} \tau \rho d\rho - \frac{1-m}{m(1-\mu^2)} (\ln \rho_c - S_{r,c} - P) \right] \quad (8.7.24) \end{aligned}$$

As a check, at the onset of yield,  $\rho_c = 1$ ,  $S_{r,c} = -P$ , and (8.7.24) reduces to (8.7.13) for the critical pressure.

At  $\rho = \rho_c$  we can consider a new tube with inner radius  $\rho_c$  and outer radius  $\beta_c$  with  $S_{r,c}$  equal to  $-P_{crit}$ . Thus

$$S_{r,c} = -\frac{\beta_c^2 - 1}{2\beta_c^2} \left[ 1 + \tau(\rho_c) - \frac{2}{\beta_c^2 - 1} \int_{\rho_c}^{\beta_c} \tau \rho d\rho \right] \quad (8.7.25)$$

Solving (8.7.24) for  $P$  gives

$$\begin{aligned} P = & \frac{\beta^2 - 1}{\beta^2} \frac{(1-\mu^2)m}{1-\mu^2m} \left[ \frac{\rho_c^2}{2} \left( 1 + \tau(\rho_c) - \frac{2}{\rho_c^2} \int_1^{\rho_c} \tau \rho d\rho \right) - \frac{1}{\beta^2 - 1} \int_1^{\beta} \tau \rho d\rho \right] \\ & + \frac{1-m}{1-\mu^2m} (\ln \rho_c - S_{r,c}) \quad (8.7.26) \end{aligned}$$

Equation (8.7.26) gives the relationship between the plastic zone radius  $\rho_c$  and the applied pressure  $P$ , for a given temperature distribution  $\tau$ . For a perfectly plastic material this reduces to

$$\begin{aligned} P &= \ln \rho_c - S_{r,c} \\ &= \ln \rho_c + \frac{\beta_c^2 - 1}{2\beta_c^2} \left[ 1 + \tau(\rho_c) - \frac{2}{\beta_c^2 - 1} \int_{\rho_c}^{\beta_c} \tau \rho d\rho \right] \quad (8.7.27) \end{aligned}$$

To obtain the stresses we now substitute into equations (8.7.10). Thus, since

$$\int_1^{\rho} \frac{\epsilon_r^p}{\rho} d\rho = \frac{1-m}{m} (\ln \rho - S_r - P) \quad \rho \leq \rho_c$$

$$\int_1^{\rho} \frac{\epsilon_r^e}{\rho} d\rho = \frac{1-m}{m} (\ln \rho_c - S_{r,c} - P) \quad \rho \geq \rho_c$$

then from (8.7.10)

$$\left. \begin{aligned} S_r &= \frac{m(1-\mu^2)}{1-\mu^2m} \left( C_1 \frac{\rho^2 - 1}{\rho^2} - \frac{1}{\rho^2} \int_1^{\rho} \rho \tau d\rho - \frac{P}{\rho^2} \right) \\ &+ \frac{1-m}{1-\mu^2m} (\ln \rho - P) \\ S_{\theta} &= \frac{m(1-\mu^2)}{1-\mu^2m} \left( C_1 \frac{\rho^2 + 1}{\rho^2} - \frac{1}{\rho^2} \int_1^{\rho} \rho \tau d\rho + \frac{P}{\rho^2} - \tau \right) \\ &+ \frac{1-m}{1-\mu^2m} (1 + \ln \rho - P) \end{aligned} \right\} \rho \leq \rho_c$$

and

$$\left. \begin{aligned} S_r &= -\frac{1}{\rho^2} \int_1^{\rho} \tau \rho d\rho + \frac{1-m}{(1-\mu^2)m} (\ln \rho_c - S_{r,c} - P) \\ &- \frac{P}{\rho^2} + \left( 1 - \frac{1}{\rho^2} \right) C_1 \\ S_{\theta} &= -\tau + \frac{1}{\rho^2} \int_1^{\rho} \tau \rho d\rho + \frac{1-m}{(1-\mu^2)m} (\ln \rho_c - S_{r,c} - P) \\ &+ \frac{P}{\rho^2} + \left( 1 + \frac{1}{\rho^2} \right) C_1 \end{aligned} \right\} \rho \geq \rho_c \quad (8.7.28)$$

To obtain the complete stress distribution, we compute  $P$  or  $\rho_c$  from (8.7.26),  $C_1$  from (8.7.23),  $S_{r,c}$  from (8.7.25), and the stresses from (8.7.28).



## Problems

1. Show that for the sphere with radial symmetry, the von Mises yield criterion becomes

$$|\sigma_\theta - \sigma_r| = \sigma_0$$

and the Prandtl-Reuss equations reduce to

$$de_r^p = -2de_\theta^p = d\epsilon_p \operatorname{sgn}(\sigma_r - \sigma_\theta)$$

2. Explain why one would expect the Tresca and von Mises yield criteria to coincide for the case of a sphere with radial symmetry
3. Derive equations (8.2.1) and (8.2.3).
4. Obtain the equations for all the strains and displacements in the sphere before yielding begins for pressure loading only, for thermal loading only and for the case when both thermal and pressure loading exist
5. Show that the steady-state temperature distribution in a sphere of inner radius  $a$  and outer radius  $b$  is equal to

$$T = \frac{T_0 a}{b-a} \left( \frac{b}{r} - 1 \right)$$

if the inner and outer surfaces are kept at temperatures of  $T_0$  and zero, respectively

6. Using equations (8.3.3) and (8.3.8), show that the stresses are continuous across the elastoplastic boundary
7. Compute the displacements and strains in a sphere with pressure loading only for  $r \leq r_c$ . Assume a perfectly plastic material and that the dimensions remain fixed. Determine the error in the displacements of the inner radius for the fully plastic case if  $\mu$  is assumed to equal 0.5 instead of 0.3
8. Show that for a hollow sphere with a temperature distribution given by equation (8.2.7), the tangential stress is compressive and the radial stress is near zero in the region adjacent to the inner circumference, so that the yield criterion in this region can be written

$$S_\theta - S_r = -1$$

9. Starting with equations (8.6.1), derive equations (8.6.2) and (8.6.4) using boundary conditions (8.6.6)
10. Derive equation (8.6.9)
11. Derive equations (8.6.12)
12. Derive equation (8.7.6)
13. Derive equations (8.7.10) through (8.7.12)
14. Show that the definition (7.6.20) for the equivalent plastic strain increment leads to equation (8.7.16) for the case of a tube with the Tresca criterion and associated flow rule, if  $\sigma_\theta > \sigma_z > \sigma_r$ .

15. Plot the plastic zone as a function of the applied pressure for a sphere with linear strain hardening. Assume  $\beta = 2$ ,  $m = 0.1$ , and  $\mu = 0.3$ . Compare the results with those for a perfectly plastic material
16. Repeat Problem 15 for a tube
17. Perform complete numerical analysis of the problem of the sphere,  $a \leq r \leq b$ ,  $T(a) = T_0$ , and  $T(b) = 0$ . Assume  $E = 30 \times 10^6$ ,  $\mu = 0.3$ ,  $\alpha = 10^{-5}$ ,  $\sigma_e = 30,000 + 136,000(\epsilon_p + 10^{-4})$  for  $\sigma_e > 30,000$ , and  $E$ ,  $\alpha$ , and  $\mu$  are independent of temperature

## References

1. W. Johnson and P. B. Mellor, *Plasticity for Mechanical Engineers*, Van Nostrand, Princeton, N.J., 1962
2. R. Hill, *The Mathematical Theory of Plasticity*, Oxford Univ. Press, London, 1950
3. P. G. Hodge and G. N. White, A Quantitative Comparison of Flow and Deformation Theories of Plasticity, *J. Appl. Mech.*, **17**, 1950, pp. 180-184
4. D. V. de G. Allen and D. G. Sopwith, The Stresses and Strains in a Partially Plastic Thick Tube Under Internal Pressure and End-Load, *Proc. Roy. Soc. (London)*, **A205**, 1951, pp. 69-83
5. M. C. Steele, Partially Plastic Thick-Walled Cylinder Theory, *J. Appl. Mech.*, **19**, 1952, pp. 133-140
6. R. Hill, E. H. Lee, and S. J. Tupper, The Theory of Combined Plastic and Elastic Deformation with Particular Reference to a Thick Tube Under Internal Pressure, *Proc. Roy. Soc. (London)*, **A191**, 1947, pp. 278-303
7. W. T. Koiter, On Partially Plastic Thick-Walled Tubes, *Biezeno Anniversary Volume in Applied Mechanics*, N. V. De Technische Uitgeverij H. Stam, Haarlem, 1953, pp. 232-251
8. D. R. Bland, Elastoplastic Thick-Walled Tubes of Work-Hardening Material Subject to Internal and External Pressures and to Temperature Gradients, *J. Mech. Phys. Solids*, **4**, pp. 209-229
9. I. S. Tuba, Elastic-Plastic Analysis for Hollow Spherical Media Under Uniform Radial Loading, *J. Franklin Inst.*, **280**, 1965, pp. 343-355

## General References

- Hill, R., *The Mathematical Theory of Plasticity*, Oxford Univ. Press, London, 1950.
- Hoffman, O., and G. Sachs, *Introduction to the Theory of Plasticity for Engineers*, McGraw-Hill, New York, 1953
- Johnson, W., and P. M. Mellor, *Plasticity for Mechanical Engineers*, Van Nostrand, Princeton, N.J., 1962



mulas in the following form:

$$N_\phi = -\frac{2pa}{\sin^2\phi} \sin \frac{\phi + \phi_0}{2} \sin \frac{\phi - \phi_0}{2} - P \frac{\sin\phi_0}{\sin^2\phi}, \quad (14)$$

$$N_\theta = -N_\phi - pa \cos\phi.$$

Some figures may interpret this result. The roof represented in fig. 5 carries a uniformly distributed load  $p = 45 \text{ lb/ft}^2$ , and the lantern ring has a line load of 460 lb/ft. applied along its center line, i. e. on a circle of 13' 5" radius. The edge of the shell has a slightly greater radius,

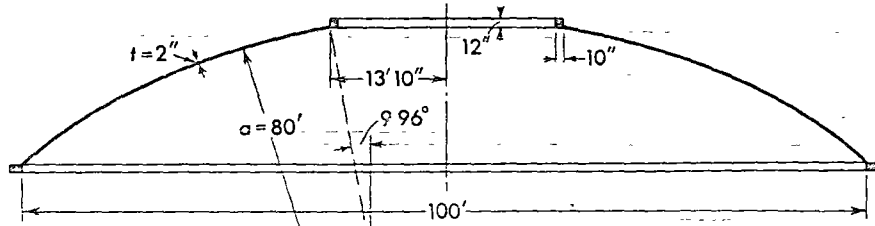


Fig 5 Shell dome with skylight

$r = 13' 10''$  and the vertical line load  $P$  transmitted at this edge is correspondingly smaller  $P = 446 \text{ lb/ft}$ . When we introduce these values in eqs. (14), we obtain

$$N_\phi = -\frac{7200 \text{ lb/ft}}{\sin^2\phi} \sin \frac{\phi + 9.96^\circ}{2} \sin \frac{\phi - 9.96^\circ}{2} - \frac{77.1 \text{ lb/ft}}{\sin^2\phi},$$

$$N_\theta = -N_\phi - 3600 [\text{lb/ft}] \cos\phi.$$

At the upper edge ( $\phi = 9.96^\circ$ ) these formulas yield  $N_\phi = -2580 \text{ lb/ft}$ ,  $N_\theta = -966 \text{ lb/ft}$ , and at the springing line ( $\phi = 38.7^\circ$ ):  $N_\phi = -2087 \text{ lb/ft}$ ,  $N_\theta = -723 \text{ lb/ft}$ . The highest stress occurs at the upper edge and is  $\sigma_\phi = N_\phi/t = -107.5 \text{ lb/in}^2$ . With an admissible stress of 500 or 600  $\text{lb/in}^2$  there is sufficient margin for additional bending stresses

2 2 2 2 Boiler End

Pressure vessels of all kinds are built as shells of revolution, consisting of a cylindrical drum and two ends which may be shaped as hemispheres, half ellipsoid or in any other suitable form. They have to resist an internal pressure  $p$ , constant and perpendicular to the wall.

When we put  $p_\phi = 0$ ;  $p_r = p$ . the integral (10) may be simplified considerably. Making use of (3a), we find

$$N_\phi = \frac{1}{r_2 \sin^2\phi} \int_0^\phi r_1 r_2 p \cos\phi \sin\phi d\phi = \frac{p}{r_2 \sin^2\phi} \int_0^r r dr,$$

and this integral may be evaluated independently of the shape of the meridian. Eq. (9b) then yields the hoop force  $N_\theta$ . Thus we get the following simple expressions for the stress resultants in pressure vessels:

$$N_\phi = \frac{1}{2} p r_2, \quad N_\theta = p r_2 \frac{2r_1 - r_2}{2r_1} \quad (15)$$

We shall use these formulas to study some typical forms of boiler ends. Boiler ends are often shaped as flat ellipsoids of revolution (fig. 6). As we find easily by well-known methods of analytical geometry, the

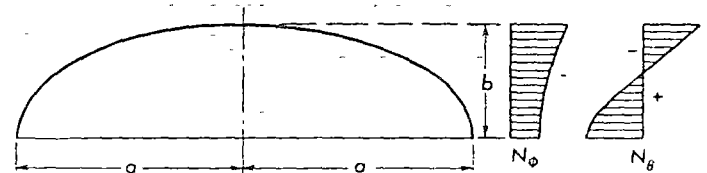


Fig 6 Ellipsoid as boiler end

elliptic meridian has the radius of curvature

$$r_1 = \frac{a^2 b^2}{(a^2 \sin^2\phi + b^2 \cos^2\phi)^{3/2}},$$

and the radius of transversal curvature of the ellipsoid is

$$r_2 = \frac{a^2}{(a^2 \sin^2\phi + b^2 \cos^2\phi)^{1/2}}.$$

Introducing these expressions and the given load into the eq. (15), we find

$$N_\phi = \frac{p a^2}{2} \frac{1}{(a^2 \sin^2\phi + b^2 \cos^2\phi)^{1/2}},$$

$$N_\theta = \frac{p a^2}{2b^2} \frac{b^2 - (a^2 - b^2) \sin^2\phi}{(a^2 \sin^2\phi + b^2 \cos^2\phi)^{1/2}}.$$

At the vertex  $\phi = 0$  we have  $N_\phi = N_\theta$ . This is no peculiarity of the ellipsoid but is true for any surface of revolution. At the vertex all meridians meet, and any direction is parallel to one of them and at right angles to another. Since in a surface of continuous curvature we have at the vertex  $r_1 = r_2$ , the common magnitude of both longitudinal forces may be found immediately from (9b):

$$N_\phi = N_\theta = \frac{p r_1}{2}$$

and this may be used as a boundary condition to determine  $C$  in (10).

Fig. 6 shows the distribution of the stress resultants in the shell. The hoop force changes sign and becomes negative near the equator. The zero is found where

$$\sin\phi = \frac{b}{\sqrt{a^2 - b^2}}.$$

10  
11



[Faint, illegible text covering the majority of the page]



This formula yields a real angle only if  $a/b \geq 1/2$ . If the ellipsoid is flatter than indicated by this ratio of its axes an equatorial zone exists where the hoop stress is a compression. The elastic deformation of such a shell must be such that the diameter of its border decreases. On the other hand, the cylindrical part of the boiler has a positive hoop force  $N_\phi = pa$  everywhere as we see from eq (9b) by putting  $r = \infty$ ,  $r_2 = a$ . On the parallel circle where the two parts meet, they have quite different deformations and will not fit together without an additional deformation. This is furnished by bending stresses which

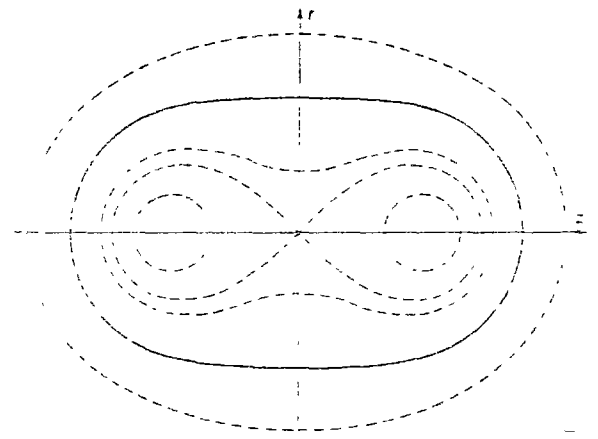


Fig. 7. Possible curves

can be determined by a study of the elastic deformation. We shall study this problem in Chap. 5 and 6.

The distribution of the hoop forces of the boiler end at the boiler border can be altered by choosing another shape of the meridian. The only requirement is that the radius  $r_1 = \infty$  for  $\phi = 90^\circ$ . There are, of course, many curves which fulfill this condition. One of them may be found among the Cassinian curves (fig. 7). Its equation is

$$(r^2 + z^2)^2 + 2a^2(r^2 - z^2) = 3a^4$$

This curve is rather lengthy and therefore not particularly fit for the end of a pressure vessel, but its property of zero curvature at  $z = 0$  is preserved when we subject it to an affine transformation substituting  $ra$  for  $r$  with  $n > 1$ .

$$(r^2 + n^2 z^2)^2 + 2a^2(r^2 - n^2 z^2) = 3a^4$$

To find the stress resultants in a boiler end having this curve as a meridian we need the radii  $r_1$  and  $r_2$ . A simple but somewhat lengthy

computation yields the following formulas.

$$r_1 = 2 \frac{[r^2(a^2 + n^2 z^2) + n^4 z^2(a^2 - r^2)]^{3/2}}{3n^2 a^2(a^2 - r^2 + n^2 z^2)}$$

$$r_2 = 2a \frac{[r^2(a^2 + n^2 z^2) + n^4 z^2(a^2 - r^2)]^{1/2}}{a^2 - r^2 - n^2 z^2}$$

Introducing this into (15), we find the stress resultants

$$N_\phi = pa \frac{[r^2(a^2 + n^2 z^2) + n^4 z^2(a^2 - r^2)]^{1/2}}{a^2 - r^2 - n^2 z^2}$$

$$N_\theta = N_\phi \left[ 2 - \frac{3n^2 a^4(a^2 - r^2 + n^2 z^2)}{(a^2 + r^2 - n^2 z^2)[r^2(a^2 - n^2 z^2) + n^4 z^2(a^2 - r^2)]} \right]$$

Fig. 8 gives an example of the distribution of the stress resultants in such a boiler end. It shows the continuity of the hoop force  $N_\phi$  at the

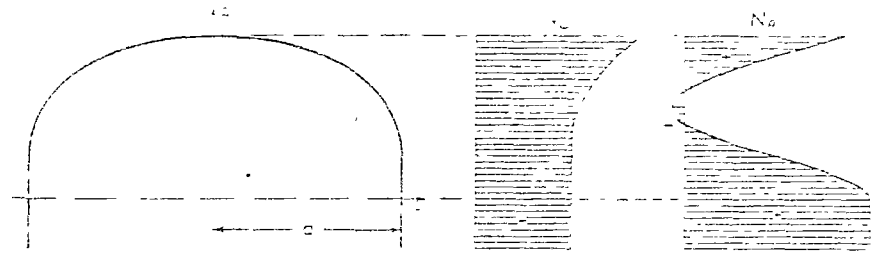


Fig. 8. Boiler end with axial symmetry at the boiler border

border, where  $N_\theta = 0$ . The stress  $N_\theta$  is a compression where  $r < a$  and is tension elsewhere. The maximum compression occurs at the maximum compression stress center.

### 2.2.2.3 Pointed Shells

It is not necessary that the meridian meet the axis of the shell at a right angle. If it does not a shell with a pointed apex results. Such shells have some particularities which we shall now study in a typical example. The meridian of the dome (fig. 9), is a circle whose center does not lie on the axis of revolution. Although the radius of curvature  $r_1 = a$  of the meridian is a constant, the radius of transversal curvature is variable

$$r_2 = \frac{r}{\sin \phi} = a \left( 1 - \frac{\sin \phi_0}{\sin \phi} \right)$$

We ask for the stress resultants produced by the weight of the structure, assuming a constant wall thickness. The load is then given by (12). We find  $N_\phi$  from eq (10) and avoid the determination of the constant  $C$  from a boundary condition by using the mechanical interpretation of



this formula, writing the integral between the limits  $\phi_0$  and  $\phi$  and dropping  $C$ :

$$N_\phi = -\frac{p a}{(\sin \phi - \sin \phi_0) \sin \phi} \int_{\phi_0}^{\phi} (\sin \phi - \sin \phi_0) d\phi$$

$$= -p a \frac{(\cos \phi_0 - \cos \phi) - (\phi - \phi_0) \sin \phi_0}{(\sin \phi - \sin \phi_0) \sin \phi}$$

The hoop force then follows from (9b):

$$N_\theta = -\frac{p a}{\sin^2 \phi} [(\phi - \phi_0) \sin \phi_0 - (\cos \phi_0 - \cos \phi) + (\sin \phi - \sin \phi_0) \cos \phi \sin \phi]$$

At the vertex  $\phi = \phi_0$  these formulas yield  $N_\theta = 0$ , but  $N_\phi$  becomes indefinite. We find in the usual way by differentiating the numerator

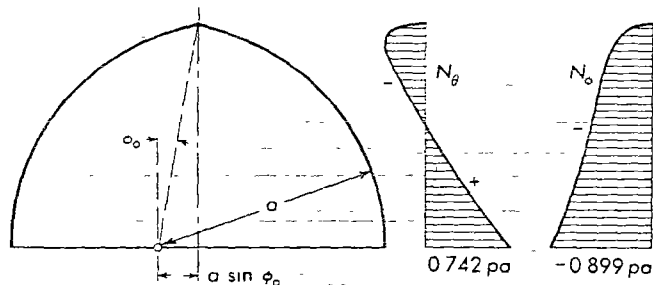


Fig 9 Ogival shell Force diagrams for  $\phi_0 = 10^\circ$

and denominator that  $N_\theta$  also becomes zero. The stress distribution is shown in fig. 9

In the limiting case  $\phi_0 = 0$  the ogival dome becomes a sphere, and the preceding formulas give the stress resultants of a spherical dome. In this limiting case  $N_\theta$  and  $N_\phi$  are no longer zero at the top. One may easily see from fig 9, how the limiting case is approached when  $\phi_0 \rightarrow 0$ . For very small values of  $\phi_0$ , the normal forces rise rather suddenly from zero to approximately  $-p a/2$ . Such a sudden local change of the stress resultants sometimes occurs in membrane theory formulas, but it does not represent a physical reality. It would lead to almost discontinuous deformations, and the shell avoids such states of stress by additional bending stresses, as will be discussed in Chapter 6.

We now consider a modification of the ogival dome, in which the meridian begins at the axis with a negative value of  $\phi$ , say  $\phi = -\phi_0$ . This results in a cupola of the type of fig. 10, having a downward point at its center. Let us compute the stresses for a snow load, distributed

uniformly over the projected area. Its components are

$$p_\phi = p \cos \phi \sin \phi, \quad p_r = -p \cos^2 \phi.$$

From eq. (10) we find

$$N_\phi = -\frac{p a}{(\sin \phi + \sin \phi_0) \sin \phi} \int_0^{\phi} (\sin \phi + \sin \phi_0) \cos \phi d\phi + \frac{C}{a(\sin \phi + \sin \phi_0) \sin \phi}$$

and after evaluation of the integral

$$N_\phi = -\frac{p a}{2} \frac{\sin \phi + 2 \sin \phi_0}{\sin \phi + \sin \phi_0} + \frac{C}{a(\sin \phi + \sin \phi_0) \sin \phi}$$

The denominator is zero for  $\phi = -\phi_0$  and if we put  $C = 0$ ,  $N_\phi$  will become infinite at this point. It is possible to give  $C$  such a value that the numerator vanishes too, leading to  $N_\phi = 0$ , as we had in the ogival shell

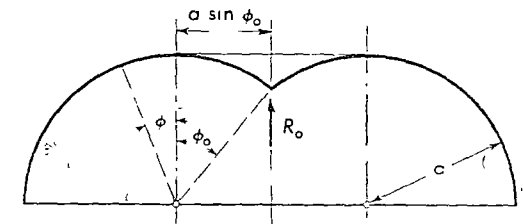


Fig 10 Shell requiring central support

But then  $N_\theta$  would be

infinite on the whole top circle  $\phi = 0$ , and that would be much worse. We choose tentatively  $C = 0$  and we shall see at once what the singularity at the center means. Our formula now reads

$$N_\phi = -\frac{p a}{2} \frac{\sin \phi + 2 \sin \phi_0}{\sin \phi + \sin \phi_0}$$

and the hoop force follows from (9b)

$$N_\theta = \frac{p a}{2} (2 \sin \phi_0 \sin \phi - \cos 2\phi)$$

To study the singularity, we cut the shell in a parallel circle having a negative  $\phi$ , say  $\phi = -\phi' < 0$  and compute the resultant of the forces  $N_\phi$  which act on it. It is a vertical force of magnitude

$$R = \frac{p a}{2} \frac{-\sin \phi' + 2 \sin \phi_0}{-\sin \phi' + \sin \phi_0} \cdot \sin \phi' \cdot 2\pi a (\sin \phi_0 - \sin \phi')$$

$$= p a^2 \pi (2 \sin \phi_0 - \sin \phi') \sin \phi'$$

For  $\phi' = 0$ , in the top circle,  $R$  is zero. This means that the meridional forces there which are horizontal, cannot carry any load from the inner part of the shell to the outer part. The inner part must therefore find its equilibrium by a special support, and that is possible only in the center. Indeed, for  $\phi' = \phi_0$ , the resultant  $R$  is

$$R_0 = p a^2 \pi \sin^2 \phi_0.$$



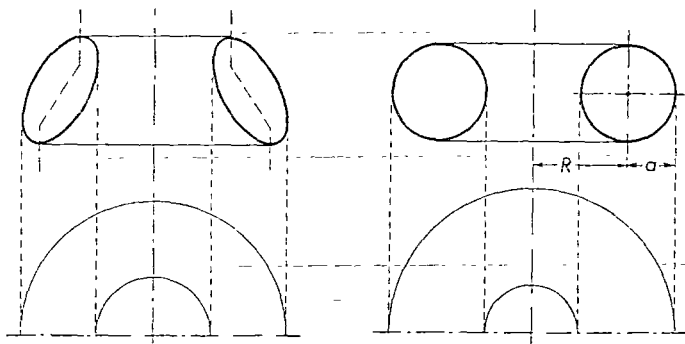
and this indicates what the singularity of the stress resultants means: that forces of infinite intensity, acting on a circle of radius zero, carry the total load applied on the part of the shell within the top circle. A support, say a column, which can exert a vertical force  $R_0$  is needed there. Then the infinity disappears if the thin shell extends only to the circumference of this column.

The stress system, which we now have found, shows nothing special on the top circle  $\phi = 0$  and seems to be quite harmless. But on p. 99, when discussing the deformations of toroidal shells, we shall see that this stress system cannot be realized because it would lead to an impossible deformation. We therefore have to expect additional bending stresses in a certain zone near the top circle, but since they are needed only to remedy an impossible deformation, they will be much smaller than those which would be needed in the absence of a central support and which would have to transmit an important part of the total load. It is this argument which finally justifies our choice for the constant  $C$ .

#### 2.2.2.4 Toroidal Shell

A toroid is generated by the rotation of a closed curve about an axis passing outside. A toroidal shell encloses an annular volume and may be considered as a pressure vessel. Figs 11 and 12 show meridional sections of two typical cases.

The shell, fig. 11, may be cut in two parts as indicated by the broken line. The meridian of each part begins and ends with a horizontal



Figs 11 and 12. Toroidal shells

tangent. Therefore, the meridional forces acting at each edge do not have a vertical component and cannot transmit any vertical force from one half of the shell to the other. Now, when the shell is filled with gas of pressure  $p$ , this pressure has a downward resultant on the inner half and an upward resultant of the same magnitude on the outer half,

and neither part can be in equilibrium under the action of the pressure,  $p$  and the forces on its edges. It follows that a membrane stress system with finite values  $N_\phi$ ,  $N_\theta$  is not possible in this shell under this load.

This difficulty disappears when the two top circles have the same radius, e. g. when the meridian of the shell is a circle (fig. 12). Then eq. (10) gives with  $p_\phi = 0$ ,  $p_r = p$ :

$$\begin{aligned} N_\phi &= \frac{p a}{(a \sin \phi + R) \sin \phi} \left[ \int (a \sin \phi + R) \cos \phi d\phi + C \right] \\ &= \frac{p a}{(a \sin \phi + R) \sin \phi} \left[ -\frac{a}{4} (\cos^2 \phi - \sin^2 \phi) + R \sin \phi + C \right], \end{aligned}$$

and here we can determine  $C$  so that the singularities at  $\phi = 0$  and at  $\phi = \pi$  disappear simultaneously. This yields

$$N_\phi = \frac{p a}{a \sin \phi + R} \left( \frac{a}{2} \sin \phi + R \right), \quad N_\theta = \frac{p a}{2}.$$

However, this solution also cannot be realized in the vicinity of the top and bottom circles without additional bending, because it again leads to an incompatibility of deformations which we shall discuss on p. 99.

#### 2.2.2.5 Tanks

Our next example we choose in the domain of steel tanks. Fig 13 shows a spherical tank, as used for storing water or gas. It is a complete sphere, supported along one of its parallel circles,  $AA$ . The essential

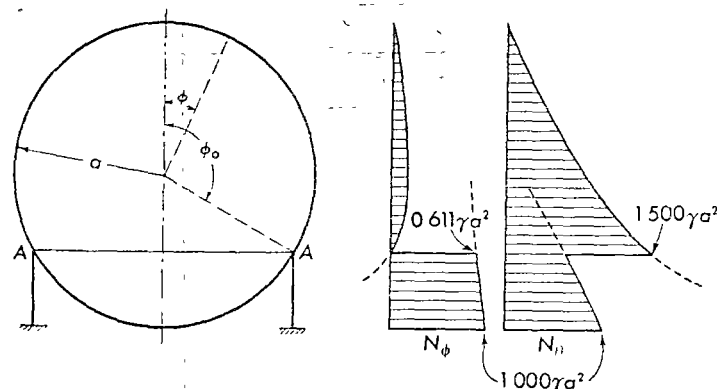


Fig 13 Spherical water tank, support at  $\phi_0 = 120^\circ$

load for a water tank is the pressure of the water (specific weight  $\gamma$ ). It is normal to the shell ( $p_\phi = 0$ ) and proportional to the depth. If the tank is completely filled, we have

$$p_r = \gamma a (1 - \cos \phi).$$



By a simple integration, we find from eq. (10) the meridional force

$$N_\phi = \frac{\gamma a^2}{\sin^2 \phi} \left[ \int (1 - \cos \phi) \cos \phi \sin \phi d\phi + C \right]$$

$$= \frac{\gamma a^2}{6 \sin^2 \phi} [(2 \cos \phi - 3) \cos^2 \phi + 6C].$$

At the vertex  $\phi = 0$  the denominator vanishes. To obtain a finite value of  $N_\phi$ , the factor in brackets must also become zero. This leads to  $C = 1/6$ , and after some simple transformation we find

$$N_\phi = \frac{\gamma a^2}{6} \frac{1 - \cos \phi}{1 + \cos \phi} (1 + 2 \cos \phi)$$

and, from eq. (9b),

$$N_\theta = \frac{\gamma a^2}{6} \frac{1 - \cos \phi}{1 + \cos \phi} (5 + 4 \cos \phi).$$

These formulas are valid above the supporting circle  $\phi = \phi_0$ . In the lower part of the shell we have to apply another value of  $C$ , which makes  $N_\phi$  finite at  $\phi = \pi$ . It is  $C = 5/6$  and hence we have

$$N_\phi = \frac{\gamma a^2}{6} \frac{5 - 5 \cos \phi - 2 \cos^2 \phi}{1 - \cos \phi},$$

$$N_\theta = \frac{\gamma a^2}{6} \frac{1 - 7 \cos \phi + 4 \cos^2 \phi}{1 - \cos \phi}.$$

The distribution of these forces is shown in fig. 13

The location of the supporting circle does not influence the two values of  $C$ . If we give it a higher or lower position, only the domains of validity of the two pairs of formulas are changed. The corresponding changes in the stress resultants are indicated by dotted lines in fig. 13. They show that a position of the support below  $\phi = 120^\circ$  leads to compressive forces in the meridian which in a thin-walled structure like this one should be avoided, and that a higher position cuts off the peak value of  $N_\theta$  which determines the wall thickness, but of course it leads to a larger and more expensive support.

At the supporting ring both stress resultants change their values discontinuously. The difference of the meridional forces is a load applied to the ring. We resolve it into a vertical component

$$\frac{2\gamma a^2}{3 \sin \phi_0},$$

directed downward, which the ring must pass to its numerous supports by bending and torsion, and into a horizontal component

$$\frac{2\gamma a^2}{3} \frac{\cot \phi_0}{\sin \phi_0},$$

which is a radial load applied to the ring, producing in it a compressive hoop stress

Here we have again a case in which the direct stresses lead to a deformation which is incompatible with the continuity of the structure. A discontinuity in the hoop force means a discontinuity of the elastic extension of the parallel circles. A membrane-stress system which avoids this discrepancy cannot exist, since we have already used all available constants to fulfill other, more important conditions. The continuity of deformations can be reestablished only by an additional bending of the border zones of both halves of the shell, and again we have to refer to the treatment of this problem in Chapter 6.

A similar disturbance, but of greater intensity, is caused by the connection of the shell to the supporting ring, if this is supported by vertical forces as shown in fig. 13. Then the ring is subject to compressive stresses which fit the positive hoop stresses in both parts of the shell even more poorly than these fit each other. For this reason it is preferable to support the ring by inclined bars tangential to the meridians of the shell, or even by a conical steel plate. Then the ring is relieved of its hoop stress and causes less disturbance of the membrane forces of the shell.

If we change the formula for  $p_r$  slightly, writing

$$p_r = -\gamma(h_1 + a - a \cos \phi),$$

we may obtain the membrane forces in a spherical tank bottom such as that shown in fig. 14. The evaluation of the integral (10) and subsequent application of (9b) yield

$$N_\phi = -\frac{\gamma a}{6} \left[ 3h_1 + a \frac{1 - \cos \phi}{1 + \cos \phi} (1 + 2 \cos \phi) \right]$$

$$N_\theta = +\frac{\gamma a}{6} \left[ 3h_1 + a \frac{1 - \cos \phi}{1 + \cos \phi} (5 + 4 \cos \phi) \right].$$

These are both compressive forces, and at the edge of the shell there must be a ring to take care of the horizontal component of the meridional force  $N_\phi$ .

Another kind of tank bottom which is of practical interest is shown in fig. 15a. It is the lower half of an ellipsoid of revolution. Some formulas concerning its geometry have already been given on p. 27. We add here the relation

$$z = \frac{-b^2 \cos \phi}{(a^2 \sin^2 \phi + b^2 \cos^2 \phi)^{1/2}}.$$

The load on the shell is  $p_r = \gamma(h + z)$ . When this is introduced into the integral (10), a somewhat lengthy integration must be performed.

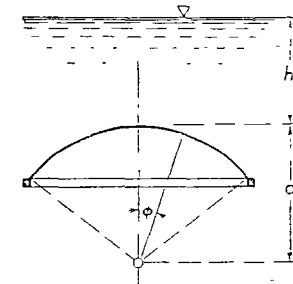


Fig. 14 Spherical tank bottom



44



It remains, however, within the domain of elementary functions and yields finally

$$N_\phi = \frac{\gamma h a^2}{2} \frac{1}{(a^2 \sin^2 \phi + b^2 \cos^2 \phi)^{1/2}} + \frac{\gamma b}{3} \frac{b^3 \cos^3 \phi + (a^2 \sin^2 \phi + b^2 \cos^2 \phi)^{3/2}}{(a^2 \sin^2 \phi + b^2 \cos^2 \phi) \sin^2 \phi}$$

This may be introduced into eq. (9b). It is not of much use to do this in general terms, since a rather clumsy formula would result. We prefer to write simply

$$N_\theta = -\frac{\gamma a^2 z}{(a^2 \sin^2 \phi + b^2 \cos^2 \phi)^{1/2}} - \frac{a^2 \sin^2 \phi + b^2 \cos^2 \phi}{b^2} N_\phi$$

and to use this formula for numerical work.

At the bottom of the tank,  $\phi = 180^\circ$ , we obtain

$$N_\phi = N_\theta = \frac{\gamma a^2}{2b} (h + b).$$

At the edge,  $\phi = 90^\circ$ , the meridional force is

$$N_\phi = \frac{\gamma a}{6} (3h + 2b).$$

This force transmits the whole water weight to the cylindrical wall. We shall see on p 195 how it may be transferred from there to a support. The hoop force at  $\phi = 90^\circ$  is

$$N_\theta = \frac{\gamma a}{6b^2} [3h(2b^2 - a^2) - 2ba^2].$$

If  $b > a/\sqrt{2}$ , this may be positive when  $h$  is large enough, but it always becomes negative when the water level in the tank is lowered. If  $b < a/\sqrt{2}$  the hoop force at the edge of the bottom is always a compression, independent of  $h$

For a tank bottom with  $h = 1.5a$ ,  $b = 0.6a$  the stress resultants are plotted in fig 15b over the horizontal projection of the meridian.

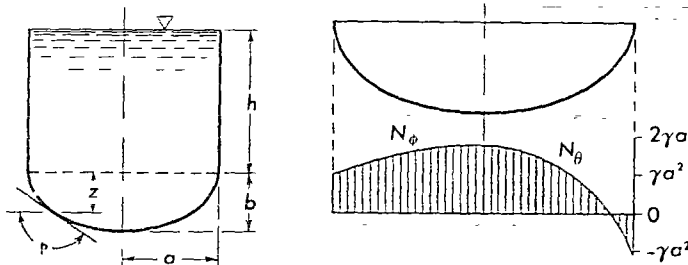


Fig 15 Ellipsoid as tank bottom, (a) Tank, (b) Tank bottom and stress resultants

The figure illustrates that  $N_\phi = N_\theta$  at the center and that the hoop force changes sign near the edge of the shell. The greatest compressive force is slightly more than one half of the greatest tension.

2.2.2.6 Conical Shell

In conical shells, the slope angle  $\phi$  is a constant and can no longer serve as a coordinate on the meridian. We replace it by the arc length  $s$ , measured from the top of the cone (fig. 16). Accordingly, we have to use eqs. (7a-c). Simplifying them for axial symmetry and putting  $\phi = \alpha$ ,  $r = s \cos \alpha$ ,  $r_1 = \infty$ ,  $r_2 = s \cot \alpha$ , we find from them the following set:

$$\begin{aligned} \frac{d}{ds} (N_s s) - N_\theta &= -p_s s \\ N_\theta &= p_r s \cot \alpha \end{aligned} \quad (16)$$

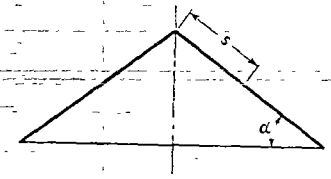


Fig 16 Conical shell

The second of these equations yields  $N_\theta$  immediately, as a function of the local intensity of the normal load, there being no chance of adapting it to a boundary condition. A similar situation exists in cylindrical shells, and we shall discuss its consequences in Chapter 3 in complete detail.

By simple addition of both our equations we obtain a first-order differential equation for  $N_s$ .

$$\frac{d}{ds} (N_s s) = -(p_s - p_r \cot \alpha) s$$

from which we find the meridional force by simple integration

$$N_s = -\frac{1}{s} \int (p_s - p_r \cot \alpha) s ds \quad (17)$$

As an example we consider a mushroomlike shelter as shown in fig 17. The weight  $p$  of the shell has the components

$$p_s = p \sin \alpha, \quad p_r = -p \cos \alpha$$

We find

$$N_\theta = -p s \cos \alpha \cot \alpha$$

and

$$N_s = -\frac{1}{s} \frac{p}{\sin \alpha} \frac{s^2}{2} + \frac{C}{s}$$

At the free edge  $s = l$  of the roof, this must give zero, whence  $C = p l^2 / (2 \sin \alpha)$  which gives

$$N_s = \frac{p}{2} \frac{l^2 - s^2}{s \sin \alpha}$$

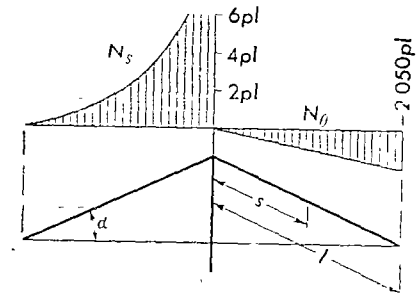


Fig 17 Conical shell roof

Fig. 17 illustrates this result. At the top  $s = 0$  the meridional force becomes infinite of the first order, as we must expect at a point support. It may easily be checked that the vertical resultant of the forces  $N_s$  transmitted in a parallel circle approaches the total load of the shell, when that circle is contracted into the point  $s = 0$ .



$Q_\phi = -H \sin 40^\circ = -704 \text{ lb/in}$  and  $M_\phi = -9715 \text{ in} \cdot \text{lb/in}$ . They yield  $A_1 = -581 \text{ lb/in}$ ,  $A_2 = +194.0 \text{ lb/in}$ . Introducing these figures into eq (34) and making further use of the table, we may compute all the stress resultants. Two of them,  $Q_\phi$  and  $M_\phi$ , are shown in fig. 7. As far

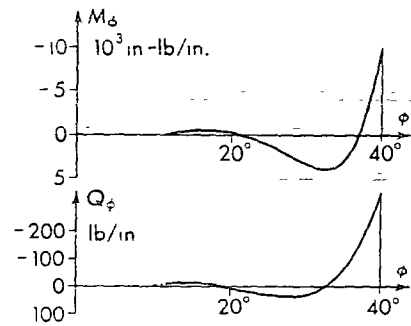


Fig. 7 Stress resultants in the shell of Fig 6

up the meridian as  $\phi = 20^\circ$  the series (32) are easy to handle. Beyond that the convergence becomes unsatisfactory, but the stress resultants are already so small that they have no practical interest.

6 2 1 4 Simplified Asymptotic Solution

If one tried to apply the asymptotic theory just presented to a reinforced concrete dome with

$\chi = 30$ , he would find that each of the series  $Y_1 \dots Y_4$  is practically reduced to its first term. This simplifies appreciably the numerical work, but there still remains a chance for a more drastic simplification. All displacements, deformations, and stress resultants have the form

$$e^{\pm \nu \phi} j(\phi) \frac{\cos}{\sin} \nu \phi,$$

where  $j(\phi)$  does not vary much in the interesting range of the coordinate  $\phi$ . Every derivative of such a product has the same form but an additional factor  $\nu$ . When  $\nu$  is sufficiently large, it is possible to neglect the lower derivatives of a variable compared with the highest one, unless a coefficient is extremely large.

When we apply this idea to the operator  $L$ , eq. (16), we recognize that the lower derivatives are multiplied by  $\cot \phi$  and  $\cot^2 \phi$ . Now, for  $\phi > 30^\circ$  or even  $> 25^\circ$ ,  $\cot \phi$  is still of rather moderate size, and then the operator  $L$  simplifies to the second derivative

$$L(\dots) = (\dots)''$$

Eqs. (21a, b) then become differential equations with constant coefficients.

$$Q_\phi \pm 2i\nu^2 Q_\phi = 0,$$

and their combined solution is

$$Q_\phi = c_1 e^{(1+i)\nu\phi} + c_2 e^{(1-i)\nu\phi} + c_3 e^{-(1+i)\nu\phi} + c_4 e^{-(1-i)\nu\phi}.$$

There are different ways of writing this in a real form. They all consist in using as a fundamental system four linear combinations of the

complex exponentials, e. g.

$$Q_\phi = e^{\nu\phi}(A_1 \cos \nu\phi + A_2 \sin \nu\phi) + e^{-\nu\phi}(B_1 \cos \nu\phi + B_2 \sin \nu\phi) \quad (35)$$

or, with another set of constants,

$$Q_\phi = C_1 \text{Cosh } \nu\phi \cos \nu\phi + C_2 \text{Sinh } \nu\phi \sin \nu\phi + C_3 \text{Cosh } \nu\phi \sin \nu\phi + C_4 \text{Sinh } \nu\phi \cos \nu\phi. \quad (36)$$

The constants  $A$  and  $B$  or  $C$  are determined by the boundary conditions at the edges  $\phi = \phi_1$  and  $\phi = \phi_2$  of the shell. If these edges are not too close together, the  $A$  terms will predominate at the lower and the  $B$  terms at the upper edge and, because of the rapid increase or decrease of the exponential factors, the predominance of one pair at each edge is often so strong that for all practical purposes the two pairs of boundary conditions are independent of each other. In such cases it is useful to introduce again (see p. 332) the coordinates  $\omega_1 = \phi_1 - \phi$  and  $\omega_2 = \phi - \phi_2$  and with a different meaning of the notation for the constants, to write

$$Q_\phi = e^{-\nu\omega_1}(A_1 \cos \nu\omega_1 + A_2 \sin \nu\omega_1) + e^{-\nu\omega_2}(B_1 \cos \nu\omega_2 + B_2 \sin \nu\omega_2) \quad (37a)$$

Formulas for the normal forces may easily be established by introducing (37a) into eqs (15) from which, of course the  $P$  terms must be dropped

$$N_\phi = -Q_\phi \cot \phi, \\ N_\theta = -Q_\phi = -\nu e^{-\nu\omega_1}[(A_1 - A_2) \cos \nu\omega_1 + (A_1 + A_2) \sin \nu\omega_1] + \nu e^{-\nu\omega_2}[(B_1 - B_2) \cos \nu\omega_2 + (B_1 + B_2) \sin \nu\omega_2] \quad (37b, c)$$

The rotation  $\chi$  of the shell element is found by introducing (37a) into eq. (17b), using there the simplified form of the operator  $L$  and neglecting the term with  $Q_\phi$  against  $L(Q_\phi)$

$$D(1 - \nu^2) \chi = -Q_\phi = 2\nu^2 e^{-\nu\omega_1}[A_2 \cos \nu\omega_1 - A_1 \sin \nu\omega_1] - 2\nu^2 e^{-\nu\omega_2}[B_2 \cos \nu\omega_2 - B_1 \sin \nu\omega_2]. \quad (37d)$$

When we introduce this into the elastic law (11c, d) we do not only neglect  $\chi$  compared with  $\chi'$ , but we also drop the term  $\nu^2/4$  in eq (20) and arrive at the following formulas for the bending moments:

$$M_\phi = -\frac{\nu}{4\nu^2} Q_\phi = \frac{\nu}{2\nu} e^{-\nu\omega_1}[(A_1 + A_2) \cos \nu\omega_1 - (A_1 - A_2) \sin \nu\omega_1] - \frac{\nu}{2\nu} e^{-\nu\omega_2}[(B_1 + B_2) \cos \nu\omega_2 - (B_1 - B_2) \sin \nu\omega_2] \\ M_\theta = \nu M_\phi. \quad (37e, f)$$



In many practical cases, in particular in the simpler ones, it is useful to write the solution (37a) in still another form which has as free constants two amplitudes  $C_1, C_2$ , and two phase angles  $\psi_1, \psi_2$ .

$$Q_\phi = C_1 e^{-\nu\omega_1} \sin(\alpha\omega_1 + \psi_1) + C_2 e^{-\nu\omega_2} \sin(\alpha\omega_2 + \psi_2). \quad (38a)$$

Compared with eq. (37a), this version has the disadvantage that it will not be possible to obtain *linear* equations for the constants  $\psi_1, \psi_2$ , but when it is possible to see at a glance which values the phase angles will have, then eq. (38a) has the advantage that only two linear equations will be needed instead of four. Going through the same procedure as before, we again find the relations (37b, f) for  $N_\phi$  and  $M_\phi$  and for the other quantities the following formulas:

$$N_\phi = \alpha \sqrt{2} \left[ -C_1 e^{-\nu\omega_1} \sin\left(\alpha\omega_1 + \psi_1 - \frac{\pi}{4}\right) + C_2 e^{-\nu\omega_2} \sin\left(\alpha\omega_2 + \psi_2 - \frac{\pi}{4}\right) \right].$$

$$D(1-\nu^2)\chi = 2\alpha^2 [C_1 e^{-\nu\omega_1} \cos(\alpha\omega_1 + \psi_1) + C_2 e^{-\nu\omega_2} \cos(\alpha\omega_2 + \psi_2)] \quad (38c-e)$$

$$M_\phi = \frac{a}{\sqrt{2}} \left[ C_1 e^{-\nu\omega_1} \sin\left(\alpha\omega_1 + \psi_1 + \frac{\pi}{4}\right) - C_2 e^{-\nu\omega_2} \sin\left(\alpha\omega_2 + \psi_2 + \frac{\pi}{4}\right) \right].$$

Eqs (38) represent the form of the solution which is most frequently used when dealing with practical problems. We may derive from it ready-to-use formulas for two important cases, described by figs 8a, b.

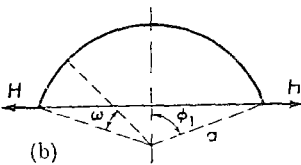
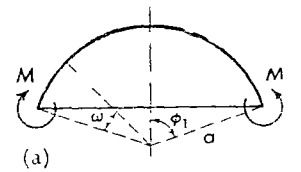


Fig 8  
Edge load at a spherical cap

In both cases we must drop the  $C_2$  solution and we may then write  $\omega$  instead of  $\omega_1$ . In the first case, fig. 8a, we have at  $\phi = \phi_1, \omega = 0$  the conditions  $Q_\phi = 0$  and  $M_\phi = M$ , which lead to

$$\psi_1 = 0, \quad C_1 = \frac{2\alpha M}{a}. \quad (39)$$

For the application to statically indeterminate structures, it is good to know for  $\omega = 0$  the rotation  $\chi$  and the hoop-strain. They are

$$\chi = \frac{4\alpha^3 M}{D(1-\nu^2)a}, \quad \epsilon_\theta = \frac{2\alpha^2 M}{D(1-\nu^2)a}. \quad (39')$$

In the second case, fig. 8b the boundary conditions are  $M_\phi = 0$  and  $Q_\phi = -H \sin \phi_1$ . They yield

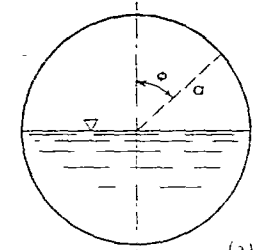
$$\psi_1 = -\frac{\pi}{4}, \quad C_1 = H \sqrt{\frac{2}{1-\nu^2}} \sin \phi_1 \quad (40)$$

and

$$\chi = \frac{2\alpha^2 H \sin \phi_1}{D(1-\nu^2)}, \quad \epsilon_\theta = \frac{H}{D(1-\nu^2)} (2\alpha \sin \phi_1 - \nu \cos \phi_1) \quad (40')$$

The application of these formulas may be seen in two examples.

When a spherical container (fig. 9) is partially filled with a hot liquid, not only the weight of the content will lead to stresses in the wall but also the difference in temperature between the hot and the cold parts of the shell. We intend to find these thermal stresses assuming that the sphere is just half filled.



When we cut the cold and the hot hemispheres apart along the equator, there will be no thermal stress, but a gap of width  $a\alpha T$  between the edges,  $\alpha$  being the coefficient of thermal expansion and  $T$  the difference in temperature (fig 9b). To close this gap radial forces  $H$  must be applied which will bend the upper shell outward by  $\frac{1}{2} a \alpha T$  and the lower shell inward by the same amount, thus producing hoop strains  $\epsilon_\theta = \pm \frac{1}{2} \alpha T$ . From symmetry it follows that the rotation  $\chi$  will then be the same at both edges so that the tangent to the meridian will be continuous without the application of moments  $M$ . The upper hemisphere is then exactly in the situation described by fig. 8b and from eq. (40') we find with  $\phi_1 = 90^\circ$

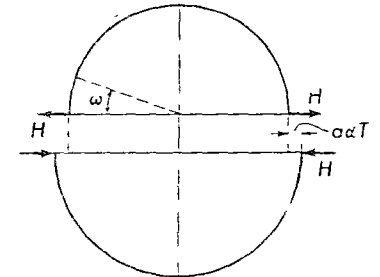


Fig 9 Spherical tank half filled with a hot liquid

$$H = \frac{D(1-\nu^2)\alpha T}{4\alpha}, \quad C_1 = H \sqrt{2}$$

Now all the formulas (38) may be used to find anything we want. In fig. 10 the hoop force  $N_\theta$  and the meridional bending moment  $M_\phi$  are plotted for a rather thin steel shell, having  $\alpha = 28.73$ . The diagrams show that the thermal stresses are limited to a zone of about  $6^\circ$  on each side of the discontinuity. In such cases the real forces and moments will be smaller because the local change of temperature is never as sudden as we assumed it to be. If the shell is thicker, the zone of



thermal stresses will be wider, and then a slight smoothing out of the discontinuity of the temperature will not greatly influence the result of the stress analysis

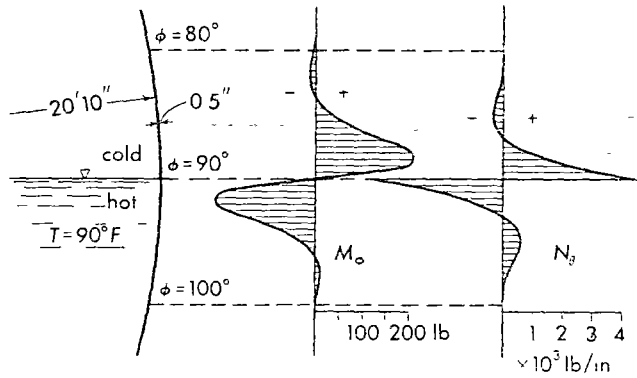


Fig 10 Thermal stresses in the tank of Fig 9a

A second example may explain the co-operation of different shells. Fig 11 shows a cylindrical boiler drum closed by a hemispherical end.

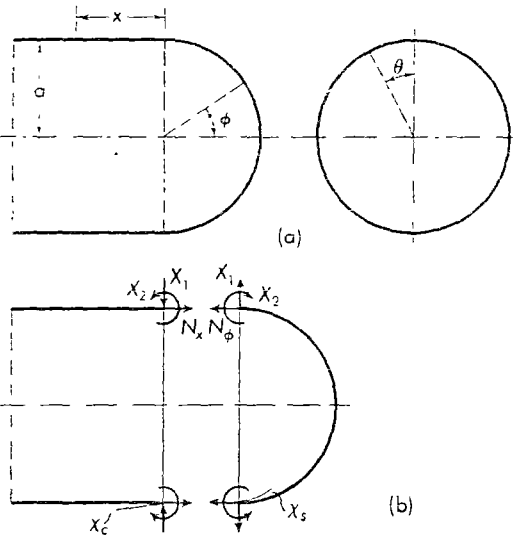


Fig 11 Hemispherical boiler end, (a) axial and transverse sections, (b) cylinder and hemisphere cut apart to show the redundant stress resultants  $X_1, X_2$

When an internal pressure  $p$  is applied the membrane theory will yield the following normal forces in the cylinder

$$N_x = \frac{1}{2} p a$$

$$N_\theta = p a$$

in the sphere

$$N_\phi = N_\theta = \frac{1}{2} p a$$

At the juncture of the two shells ( $x = 0$  and  $\phi = 90^\circ$ ), the meridional forces  $N_x$  and  $N_\phi$  are in equilibrium with each other, but there is a

discrepancy in the hoop strains. In the cylinder we have

$$\epsilon_\theta = \epsilon_{\theta c} = \frac{1}{D(1-\nu^2)} (N_\theta - \nu N_x) = \frac{p a (2-\nu)}{2 D (1-\nu^2)}$$

and in the sphere

$$\epsilon_\theta = \epsilon_{\theta s} = \frac{1}{D(1-\nu^2)} (N_\theta - \nu N_\phi) = \frac{p a (1-\nu)}{2 D (1-\nu^2)}$$

The membrane forces will therefore only be possible if we separate the two shells (fig 11b), and then the deformation will be such that the edges do not fit together. We may make them match by applying radial forces  $X_1$  and, perhaps moments  $X_2$  in order to make the tangents of the deformed meridians also coincide. We consider these two quantities as redundant in a statically indeterminate structure and have already introduced the pertinent notation. The deformations corresponding to the redundant quantities are the radial gapping

$$D(1-\nu^2) a (\epsilon_{\theta s} - \epsilon_{\theta c}) = D(1-\nu^2) (u_s - u_c) = \delta_1$$

and the angular gapping

$$D(1-\nu^2) (\gamma_s - \gamma) = \delta_2$$

They may be written as

$$\delta_1 = \delta_{10} - X_1 \delta_{11} - X_2 \delta_{12}$$

$$\delta_2 = \delta_{20} + X_1 \delta_{21} + X_2 \delta_{22}$$

thus separating the term due to the membrane forces

$$\delta_{10} = -\frac{p a^2}{2}, \quad \delta_{20} = 0$$

and the terms due to a unit of  $X_1$  or of  $X_2$ , respectively. These latter deformations are connected with bending stresses in both shells. For the cylinder, we use the formulas of 5.5.2.1, in particular eqs (V-76') and (V-77'), and for the sphere eqs. (39') and (40')

We assume that both shells have the same wall thickness  $t$ . Then the constants  $\alpha$  used for cylinder and sphere are the same, at least if we decide to neglect the small term  $r^2/4$  in eq (20). From eqs (40') and (V-77') we find

$$\delta_{11} = 2\alpha a + \frac{D(1-\nu^2) a^3}{2K\alpha^3} = 4\alpha a$$

$$\delta_{21} = 2\alpha^2 - \frac{D(1-\nu^2) a^2}{2K\alpha^2} = 0$$

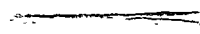
and from (39') and (V-76')

$$\delta_{12} = 2\alpha^2 - \frac{D(1-\nu^2) a^2}{2K\alpha^2} = 0$$

$$\delta_{22} = \frac{4\alpha^3}{a} + \frac{D(1-\nu^2) a}{K\alpha} = \frac{8\alpha^3}{a}$$

The conditions for the compatibility of deformations.

$$\delta_1 = 0, \quad \delta_2 = 0,$$





read therefore

$$-\frac{p a^2}{2} + X_1 \cdot 4 \pi a = 0, \quad X_2 \cdot \frac{8 \pi^2}{a} = 0,$$

and their solution is obviously

$$X_1 = \frac{p a}{8 \pi}, \quad X_2 = 0.$$

We may now find all stress resultants for the sphere from eqs. (38) with

$$C_1 = X_1 \sqrt{2} = \frac{p a}{4 \sqrt{2} \pi}, \quad \psi_1 = -\frac{\pi}{4}$$

and all those for the cylinder from eqs (V-77) with  $H = -X_1$ , in particular the bending moment

$$M_\phi = \frac{p a^2}{8 \pi^2} e^{-\omega} \sin \omega$$

in the sphere and

$$M_x = -\frac{p a^2}{8 \pi^2} e^{-\omega/a} \sin \frac{\omega}{a}$$

in the cylinder as well as the hoop force (including the membrane force)

$$N_\phi = p a \left( \frac{1}{2} + \frac{1}{4} e^{-\omega} \cos \omega \right)$$

in the sphere and

$$N_\theta = p a \left( 1 - \frac{1}{4} e^{-\omega/a} \cos \frac{\omega}{a} \right)$$

in the cylinder. These stress resultants are shown in fig. 12 for  $\nu = 0.010$  and  $\nu = 0.3$ . In the  $N_\theta$  diagram one recognizes the continuous transition of the hoop force (shaded diagram) replacing the

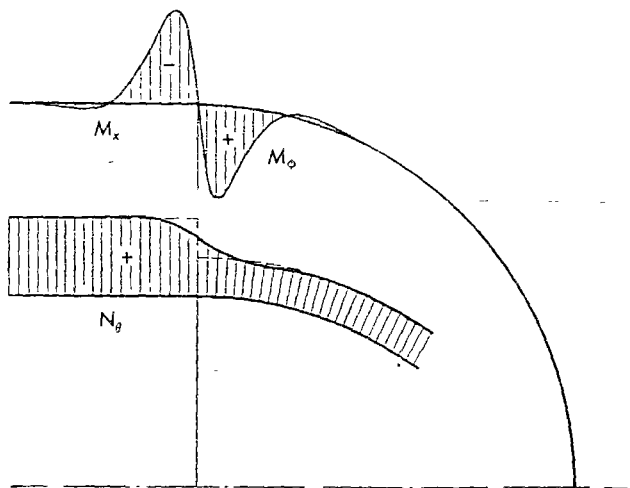


Fig 12. Stress resultants (discontinuity stresses) at the juncture of a cylindrical boiler drum and a hemispherical boiler end

discontinuity of the membrane theory (broken line). In the bending moment diagram both maxima are equal,  $\pm 0.244 \times 10^{-3} p a^2$ , and the zero between them coincides exactly with the boundary between cylinder and sphere. This fact indicates that a welding seam should be placed right along this line and not at a short distance away from it where it might easily get into a region of maximum bending stress.

It is interesting to compare fig. 12 with the stresses in a vessel like fig. 13 a. This pressure vessel is closed by a shallow spherical cap of radius  $b = a/\sin \phi_1$ . The membrane forces in this cap are

$$N_\phi = N_\theta = \frac{p b}{2} = \frac{p a}{2 \sin \phi_1},$$

whereas the cylinder has the same membrane forces as in the preceding example. The particular difficulty of the problem consists in the fact

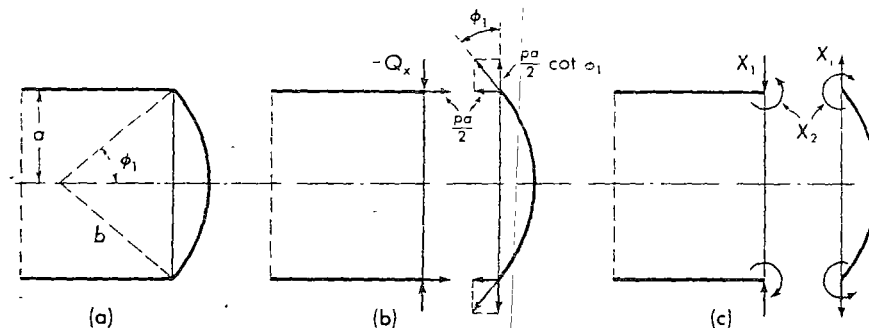


Fig 13 Shallow spherical boiler end, (a) axial section, (b) forces in the principal system, (c) redundant quantities

that these membrane forces cannot be used as the internal forces of a principal system, because they are not in equilibrium with each other and the pressure  $p$ . We see this at once when we cut the two shells apart (fig 13 b). The axial component  $p a / 2$  of the force  $N_\phi$  in the sphere is transmitted to the cylinder as a force  $N_x$ , but the radial component of  $N_\phi$  has, so far, no counterpart on the left-hand side of the cut. To procure it, we must still apply a transverse force

$$Q_x = -\frac{p a}{2} \cot \phi_1$$

at the edge of the cylinder, and the bending stresses which it causes are a part of the stresses of the principal system.

From this basis we may proceed in the usual way and apply radial forces  $X_1$  and moments  $X_2$  along the edges of both shells (fig. 13 c), choosing their magnitudes so as to restore the continuity of deformation. There is no difficulty in formulating the equations which express the



Faint, illegible handwritten text or markings located in the lower-left quadrant of the page.

Faint, illegible markings or text located at the bottom right corner of the page.

continuity of  $\epsilon_\theta$  and  $\chi$ , but the computation soon gets rather bulky and we leave it to the reader to work out the details.

A result which has been obtained in this way is represented in fig. 14. In this example it has been assumed that the walls of the cylinder and the sphere have the same thickness  $t$  with  $t/a = 0.010$  and  $\phi_1 = 45^\circ$ . The  $N_\theta$  diagram shows that a zone with high compressive stress develops on both sides of the edge, indicating the usefulness of a reinforcing ring along this line. The distribution of bending moments

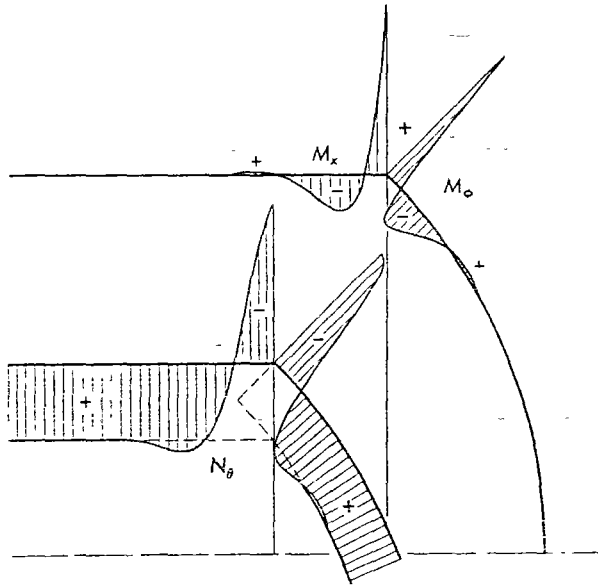


Fig. 14 Stress resultants at the juncture of a cylindrical boiler drum and a shallow spherical boiler end

is also entirely different from fig. 12. Instead of having a zero at the joint between the shells, the moment has a sharp peak there, and this peak is so high ( $8.92 \times 10^{-3} p a^2$ ) that it was impossible to draw the ordinates of the moments in figs. 12 and 14 to the same scale.

These results indicate clearly that it is not a good practice to have a sharp edge between the boiler end and the boiler drum, and one may easily conclude that an almost sharp edge in the meridian, rounded by an arc of great curvature, is almost as bad. If for some reason or other the edge cannot be avoided, one should at least provide a strong stiffening ring there. The stress analysis will then be still more involved, but it will pay because of the partial reduction of the bending stresses in the shell.

### 6.2.1.5 Bending Stresses in the Vicinity of the Apex

Of the three solutions explained in the preceding sections, only the first one is applicable, after some modifications, to the top of the shell and its immediate vicinity. It is, however, subject to the difficulties resulting from the slow convergence of the power series employed.

In some cases another approach is possible. In the vicinity of  $\phi = 0$ ,  $\cot \phi$  may be expanded into a LAURENT series:

$$\cot \phi = \frac{1}{\phi} - \frac{\phi}{3} - \frac{\phi^3}{45} - \dots$$

and if  $\phi$  is small enough, we may approximate  $\cot \phi$  by  $\phi^{-1}$ . When this is done in the coefficients of eq. (22), it reads

$$Q_\phi + \phi^{-1} Q_\phi - \phi^{-2} Q_\phi + 2i \kappa^2 Q_\phi = 0$$

This is almost BESSEL's equation. When we introduce a new independent variable

$$\xi = \kappa \sqrt{2i} \phi$$

it will assume the standard form

$$\frac{d^2 Q_\phi}{d\xi^2} + \frac{1}{\xi} \frac{dQ_\phi}{d\xi} + \left(1 - \frac{1}{\xi^2}\right) Q_\phi = 0 \quad (41)$$

On p. 289 we met this equation, and we saw that its solutions are the BESSEL functions of the first order of the complex argument  $\xi$ . It was explained there, how these functions may be written in terms of the first derivatives of the THOMSON functions of the real variable

$$x = \kappa \phi \sqrt{2}$$

so that we may write

$$Q_\phi = C_1[(\text{bei}' x - \text{ber}' x) + i(\text{bei}' x + \text{ber}' x)] \\ + C_2[(\text{ker}' x + \text{kei}' x) + i(\text{ker}' x - \text{kei}' x)]$$

We know that real and imaginary parts of this expression will separately satisfy eq. (19), and so will any linear combination of these four functions. In this way we finally arrive at the following form of the general solution.

$$Q_\phi = A_1 \text{ber}' x + A_2 \text{bei}' x + B_1 \text{ker}' x + B_2 \text{kei}' x. \quad (42a)$$

When we introduce this into (17) to find  $\chi$ , we make use of eqs. (V-88) which allow the elimination of all derivatives higher than the first of the THOMSON functions, and we obtain

$$D(1 - \nu^2)\chi = A_1(2\kappa^2 \text{bei}' x - \nu \text{ber}' x) - A_2(2\kappa^2 \text{ber}' x + \nu \text{bei}' x) \\ + B_1(2\kappa^2 \text{kei}' x - \nu \text{ker}' x) - B_2(2\kappa^2 \text{ker}' x + \nu \text{kei}' x). \quad (42b)$$



We may now use eqs. (15) with  $P = 0$  to find the normal forces and eqs. (11c, d) for the bending moments:

$$N_\phi = -\phi^{-1} Q_\phi.$$

$$N_\theta = \nu \left[ 2 \left[ A_1 (\text{ber } x + x^{-1} \text{ber}' x) - A_2 (\text{ber } x - x^{-1} \text{ber}' x) \right. \right. \\ \left. \left. + B_1 (\text{kei } x + x^{-1} \text{ker}' x) - B_2 (\text{ker } x - x^{-1} \text{ker}' x) \right] \right]$$

$$M_\phi = \frac{K \nu \sqrt{2}}{D a (1 - \nu^2)} \left[ A_1 \left[ 2 x^2 \left( \text{ber } x - \frac{1 - \nu}{x} \text{ber}' x \right) + \nu \left( \text{ber } x + \frac{1 - \nu}{x} \text{ber}' x \right) \right] \right. \\ \left. + A_2 \left[ 2 x^2 \left( \text{ber } x + \frac{1 - \nu}{x} \text{ber}' x \right) - \nu \left( \text{ber } x - \frac{1 - \nu}{x} \text{ber}' x \right) \right] \right. \\ \left. + B_1 \left[ 2 x^2 \left( \text{ker } x - \frac{1 - \nu}{x} \text{ker}' x \right) + \nu \left( \text{ker } x + \frac{1 - \nu}{x} \text{ker}' x \right) \right] \right. \\ \left. + B_2 \left[ 2 x^2 \left( \text{ker } x + \frac{1 - \nu}{x} \text{ker}' x \right) - \nu \left( \text{ker } x - \frac{1 - \nu}{x} \text{ker}' x \right) \right] \right] \quad (42c-f)$$

$$M_\theta = \frac{K \nu \sqrt{2}}{D a (1 - \nu^2)} \left[ A_1 \left[ 2 x^2 \left( \nu \text{ber } x + \frac{1 - \nu}{x} \text{ber}' x \right) + \nu \left( \nu \text{ber } x - \frac{1 - \nu}{x} \text{ber}' x \right) \right] \right. \\ \left. + A_2 \left[ 2 x^2 \left( \nu \text{ber } x - \frac{1 - \nu}{x} \text{ber}' x \right) - \nu \left( \nu \text{ber } x + \frac{1 - \nu}{x} \text{ber}' x \right) \right] \right. \\ \left. + B_1 \left[ 2 x^2 \left( \nu \text{ker } x + \frac{1 - \nu}{x} \text{ker}' x \right) + \nu \left( \nu \text{ker } x - \frac{1 - \nu}{x} \text{ker}' x \right) \right] \right. \\ \left. + B_2 \left[ 2 x^2 \left( \nu \text{ker } x - \frac{1 - \nu}{x} \text{ker}' x \right) - \nu \left( \nu \text{ker } x + \frac{1 - \nu}{x} \text{ker}' x \right) \right] \right]$$

In the preceding Section we have seen that the bending stress system consists of two parts: one which assumes large values near the lower edge of the shell and decreases in damped oscillations as we go up the meridian, and another one which is in the same way related to the upper edge. The same is true here. The  $A$  terms in eqs. (42) are regular functions of  $x$  and hence of  $\phi$  which increase as  $\phi$  increases. Consequently, they are associated with the lower (or outer) edge of the shallow shell. The  $B$  terms show the opposite behavior. The functions  $\text{ker } x$  and  $\text{ker}' x$  are infinite for  $x = 0$ , and they as well as  $\text{kei } x$  and  $\text{kei}' x$  decrease in damped oscillations as  $x$  increases. They describe the stresses caused by loads acting at the edge of a hole or by a concentrated force applied at the top of the shell. If there is neither such a force nor a hole we must ask that the solution be regular at  $x = 0$ , and this requires that  $B_1 = B_2 = 0$ .

We may use the solution (42) to study the effect of a light dishing of a circular plate. When the plate is plane and carries a uniformly

distributed load  $p$  (fig. 15a), the radial bending moment is

$$M_r = \frac{p}{16} (3 + \nu) (b^2 - r^2)$$

and the tangential moment

$$M_\theta = \frac{p}{16} [(3 + \nu) b^2 - (1 + 3\nu) r^2].$$

On a sphere (fig. 15b), a vertical load  $p$ , constant per unit of projected area, has the components

$$p_\phi = p \cos \phi \sin \phi, \quad p_r = -p \cos^2 \phi$$

and leads to the membrane forces

$$N_\phi = -\frac{1}{2} p a, \quad N_\theta = \frac{1}{2} p a (1 - 2 \cos^2 \phi)$$

as one may easily verify from eqs. (II-10) and (II-6c). In order to have only vertical reactions at the edge of the shell we have to superpose the horizontal load  $H = \frac{1}{2} p a \cos \alpha$  indicated in fig. 15b. It may be resolved into a transverse force  $Q_\phi = -H \sin \alpha$  and a normal force  $N_\phi = H \cos \alpha$ . With this information, we go into formulas (42). Since there is no hole at the center of the shell, we drop the  $B$  terms and find  $A_1, A_2$  from the conditions that for  $\phi = x$  there is

$$Q_\phi = -\frac{1}{2} p a \cos \alpha \sin \alpha, \quad M_\theta = 0$$

In the general case this will lead to rather clumsy formulas for  $A_1$  and  $A_2$ , and it is advisable to introduce in time the particular numerical data of the shell under consideration. However, if we assume  $\nu = 0$ , simple expressions are obtained:

$$A_1 = -\frac{p a \cos \alpha \sin \alpha (x_0 \text{ber } x_0 + \text{ber}' x_0)}{x_0 (\text{ber}' x_0 \text{ber } x_0 - \text{ber}' x_0 \text{ber } x_0) + \text{ber}'^2 x_0 + \text{ber}^2 x_0}, \\ A_2 = +\frac{p a \cos \alpha \sin \alpha (x_0 \text{ber } x_0 - \text{ber}' x_0)}{x_0 (\text{ber}' x_0 \text{ber } x_0 - \text{ber}' x_0 \text{ber } x_0) + \text{ber}'^2 x_0 + \text{ber}^2 x_0}, \\ x_0 = z \sqrt{2} \alpha$$

From these, the figs. 16 and 17 have been computed which may illustrate the behavior of such slightly dished circular plates.

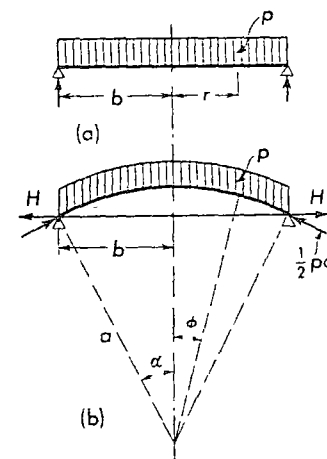


Fig. 15. Circular plate and shallow spherical shell



Faint, illegible markings or text at the bottom right corner of the page.

Fig 16 shows the meridional bending moment  $M_\phi$  and the hoop force  $N_\theta$  for two shells both having  $\alpha = 10^\circ$ , but  $b/t = 5$  and  $= 25$ . In the thicker shell the bending moment has the same distribution as in a flat plate (broken line) and is only slightly smaller. The hoop forces are not much compared with the almost constant membrane value and their distribution over the radius is distinctly different from that of the membrane forces. In the central part of the plate we have compression, and at least a part of the load is carried by vault

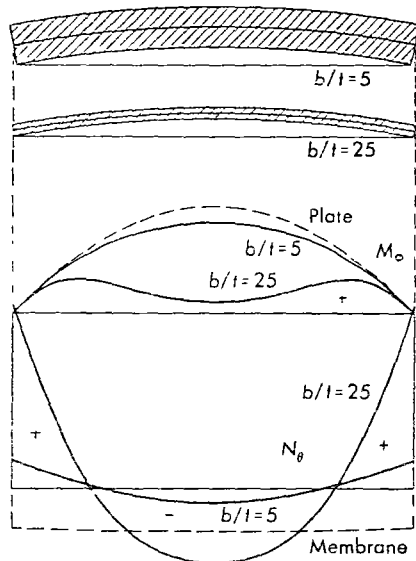


Fig 16 Stress resultants in two slightly dished circular plates.

action, but in a wide border zone the hoop stress is positive. This zone replaces the missing foot ring; it resists by its hoop force the radial thrust of the inner part.

The thinner shell represents a transitional case between the plate-like thicker shell and a typical thin shell. The bending moments show clearly the tendency to concentrate in a border zone, although this zone is still rather wide, and the inner part is by no means free from bending. In the  $N_\theta$  diagram the zero has moved outward and in the central part  $N_\theta$  not only has approached the membrane value but has overshot it considerably.

When we make the shell still thinner this will be remedied, the border zone will become still narrower and the positive peak value of  $N_\theta$  will become still higher.

This tendency becomes clearer from fig 17. Here  $M_\phi$  for the center and  $N_\theta$  for the edge of the shell have been plotted against  $b/t$ . One recognizes the rapid decline of the bending moment which may even become negative and finally will approach zero in rapidly damped oscillations. On the other hand,  $N_\theta$  increases more and more since the membrane thrust of the shell requires a certain total amount of hoop stresses which are concentrated in a zone which becomes narrower as the shell is made thinner. This indicates clearly the necessity of a strong reinforcing ring at the edge of a thin shell, while a thick shell (say  $b/t = 5$ ) may well take care of itself, behaving essentially like a plate.

The second and more important application of the formulas is made when studying the stresses near a small hole at the top of the

shell, such as a manhole in a boiler end or a skylight in a dome. The roof structure shown in fig. II-5 may serve as an example. The shell has two edges, and each of them must be treated in a different way. The upper edge lies at  $\phi = 9.96^\circ$ . In this region the solutions given in Sections 6.2.1.3 and .4 cannot be used, and the exact solution of Section 6.2.1.2 is too laborious, but the basic assumptions underlying eqs (42) are fulfilled. The  $B$  terms of these equations are suitable for describing the bending stresses near this edge, but the  $A$  terms would assume their largest values far down the meridian, i.e. in a region where eqs (42) are no longer applicable. They cannot be used to treat the bending problem at the lower edge, but there the solutions of the

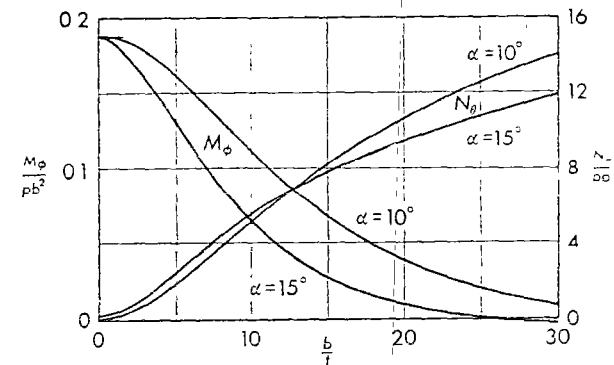


Fig 17 Stress resultants ( $N_\theta$  at the edge,  $M_\phi$  at the center) for a slightly dished circular plate.

preceding sections may be applied, e.g. eqs (37), from which the  $B$  terms must then be dropped.

Under the load specified on p. 26 there is a membrane force  $N_\phi = -2580$  lb/ft at the edge of the shell, and this force acts as an eccentric thrust on the ring. It produces there not only a compressive hoop force but also a bending moment which leads to a uniform rotation of all cross sections of the ring (see Appendix). This deformation does not match the membrane deformation of the shell, which consists only of a decrease of the diameter of the opening without an appreciable rotation of the tangent to the meridian. Therefore, horizontal forces  $H$  and moments  $M$  must act between the ring and the shell which can be determined as redundant quantities in a statically indeterminate system. For the analysis one needs the deformations of ring and shell under unit loads,  $H = 1$  lb/ft and  $M = 1$  ft·lb/ft. For the shell they are described by the  $B$  terms of eqs. (42). The calculations have been made, and some of the results have been plotted in fig. 18. The diagrams show that the bending moments are restricted to a rather narrow





CHAPTER 15

GENERAL THEORY OF CYLINDRICAL SHELLS

114. A Circular Cylindrical Shell Loaded Symmetrically with Respect to Its Axis. In practical applications we frequently encounter problems in which a circular cylindrical shell is submitted to the action of forces distributed symmetrically with respect to the axis of the cylinder. The stress distribution in cylindrical boilers submitted to the action of steam pressure, stresses in cylindrical containers having a vertical axis and submitted to internal liquid pressure, and stresses in circular pipes under uniform internal pressure are examples of such problems.

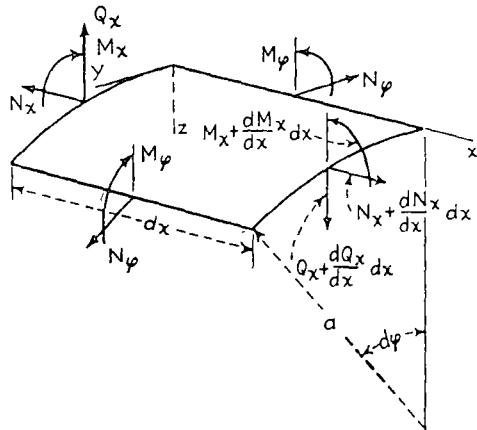


FIG 235

To establish the equations required for the solution of these problems we consider an element, as shown in Figs. 228a and 235, and consider the equations of equilibrium. It can be concluded from symmetry that the membrane shearing forces  $N_{x\phi} = N_{\phi x}$  vanish in this case and that forces  $N_\phi$  are constant along the circumference. Regarding the transverse shearing forces, it can also be concluded from symmetry that only the forces  $Q_x$  do not vanish. Considering the moments acting on the element in Fig 235, we also conclude from symmetry that the twisting moments  $M_{x\phi} = M_{\phi x}$  vanish and that the bending moments  $M_\phi$  are constant along the circumference. Under such conditions of symmetry

three of the six equations of equilibrium of the element are identically satisfied, and we have to consider only the remaining three equations, viz., those obtained by projecting the forces on the  $x$  and  $z$  axes and by taking the moment of the forces about the  $y$  axis. Assuming that the external forces consist only of a pressure normal to the surface, these three equations of equilibrium are

$$\begin{aligned} \frac{dN_x}{dx} a dx d\phi &= 0 \\ \frac{dQ_x}{dx} a dx d\phi + N_\phi dx d\phi + Za dx d\phi &= 0 \\ \frac{dM_x}{dx} a dx d\phi - Q_x a dx d\phi &= 0 \end{aligned} \tag{a}$$

The first one indicates that the forces  $N_x$  are constant,<sup>1</sup> and we take them equal to zero in our further discussion. If they are different from zero, the deformation and stress corresponding to such constant forces can be easily calculated and superposed on stresses and deformations produced by lateral load. The remaining two equations can be written in the following simplified form.

$$\begin{aligned} \frac{dQ_x}{dx} + \frac{1}{a} N_\phi &= -Z \\ \frac{dM_x}{dx} - Q_x &= 0 \end{aligned} \tag{b}$$

These two equations contain three unknown quantities  $N_\phi$ ,  $Q_x$ , and  $M_x$ . To solve the problem we must therefore consider the displacements of points in the middle surface of the shell.

From symmetry we conclude that the component  $v$  of the displacement in the circumferential direction vanishes. We thus have to consider only the components  $u$  and  $w$  in the  $x$  and  $z$  directions, respectively. The expressions for the strain components then become

$$\epsilon_x = \frac{du}{dx} \quad \epsilon_\phi = -\frac{w}{a} \tag{c}$$

Hence, by applying Hooke's law, we obtain

$$\begin{aligned} N_x &= \frac{Eh}{1-\nu^2} (\epsilon_x + \nu\epsilon_\phi) = \frac{Eh}{1-\nu^2} \left( \frac{du}{dx} - \nu \frac{w}{a} \right) = 0 \\ N_\phi &= \frac{Eh}{1-\nu^2} (\epsilon_\phi + \nu\epsilon_x) = \frac{Eh}{1-\nu^2} \left( -\frac{w}{a} + \nu \frac{du}{dx} \right) \end{aligned} \tag{d}$$

From the first of these equations it follows that

$$\frac{du}{dx} = \nu \frac{w}{a}$$

<sup>1</sup> The effect of these forces on bending is neglected in this discussion.



and the second equation gives

$$N_\phi = -\frac{Ehw}{a} \quad (e)$$

Considering the bending moments, we conclude from symmetry that there is no change in curvature in the circumferential direction. The curvature in the  $x$  direction is equal to  $-d^2w/dx^2$ . Using the same equations as for plates, we then obtain

$$M_\phi = \nu M_x \quad (f)$$

$$M_x = -D \frac{d^2w}{dx^2}$$

where

$$D = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)}$$

is the flexural rigidity of the shell

Returning now to Eqs. (b) and eliminating  $Q_x$  from these equations, we obtain

$$\frac{d^2M_x}{dx^2} + \frac{1}{a} N_\phi = -Z$$

from which, by using Eqs. (e) and (f), we obtain

$$\frac{d^2}{dx^2} \left( D \frac{d^2w}{dx^2} \right) + \frac{Eh}{a^2} w = Z \quad (273)$$

All problems of symmetrical deformation of circular cylindrical shells thus reduce to the integration of Eq. (273).

The simplest application of this equation is obtained when the thickness of the shell is constant. Under such conditions Eq. (273) becomes

$$D \frac{d^4w}{dx^4} + \frac{Eh}{a^2} w = Z \quad (274)$$

Using the notation

$$\beta^4 = \frac{Eh}{1a^2D} = \frac{3(1-\nu^2)}{a^2h^2} \quad (275)$$

Eq. (274) can be represented in the simplified form

$$\frac{d^4w}{dx^4} + 4\beta^4w = \frac{Z}{D} \quad (276)$$

This is the same equation as is obtained for a prismatical bar with a flexural rigidity  $D$ , supported by a continuous elastic foundation and submitted to the action of a load of intensity  $Z$ .<sup>\*</sup> The general solution of this equation is

$$w = e^{\beta x}(C_1 \cos \beta x + C_2 \sin \beta x) + e^{-\beta x}(C_3 \cos \beta x + C_4 \sin \beta x) + f(x) \quad (277)$$

<sup>\*</sup> See S. Timoshenko, 'Strength of Materials,' part II, 3d ed., p. 2, 1956.

in which  $f(x)$  is a particular solution of Eq. (276), and  $C_1, \dots, C_4$  are the constants of integration which must be determined in each particular case from the conditions at the ends of the cylinder.

Take, as an example, a long circular pipe submitted to the action of bending moments  $M_0$  and shearing forces  $Q_0$ , both uniformly distributed along the edge  $x = 0$  (Fig. 236). In this case there is no pressure  $Z$  distributed over the surface of the shell, and  $f(x) = 0$  in the general solution (277). Since the forces applied at the end  $x = 0$  produce a local bending which dies out rapidly as the distance  $x$  from the loaded end increases, we conclude that the first term on the right-hand side of Eq. (277) must vanish.<sup>1</sup> Hence,  $C_1 = C_2 = 0$ , and we obtain

$$w = e^{-\beta x}(C_3 \cos \beta x + C_4 \sin \beta x) \quad (g)$$

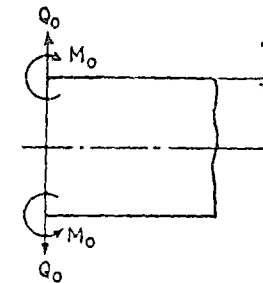


FIG. 236

The two constants  $C_3$  and  $C_4$  can now be determined from the conditions at the loaded end, which may be written

$$(M_x)_{x=0} = -D \left( \frac{d^2w}{dx^2} \right)_{x=0} = M_0 \quad (h)$$

$$(Q_x)_{x=0} = \left( \frac{dM_x}{dx} \right)_{x=0} = -D \left( \frac{d^3w}{dx^3} \right)_{x=0} = Q_0$$

Substituting expression (g) for  $w$ , we obtain from these end conditions

$$C_3 = -\frac{1}{2\beta^3D} (Q_0 + \beta M_0) \quad C_4 = \frac{M_0}{2\beta^2D} \quad (i)$$

Thus the final expression for  $w$  is

$$w = \frac{e^{-\beta x}}{2\beta^3D} [\beta M_0(\sin \beta x - \cos \beta x) - Q_0 \cos \beta x] \quad (278)$$

The maximum deflection is obtained at the loaded end, where

$$(w)_{x=0} = -\frac{1}{2\beta^3D} (\beta M_0 + Q_0) \quad (279)$$

The negative sign for this deflection results from the fact that  $w$  is taken positive toward the axis of the cylinder. The slope at the loaded end is

<sup>1</sup> Observing the fact that the system of forces applied at the end of the pipe is a balanced one and that the length of the pipe may be increased at will, this follows also from the principle of Saint-Venant, see, for example, S. Timoshenko and J. N. Goodier, 'Theory of Elasticity,' 2d ed., p. 33, 1951.



obtained by differentiating expression (278) This gives

$$\left(\frac{dw}{dx}\right)_{x=0} = \frac{e^{-\beta x}}{2\beta^2 D} [2\beta M_0 \cos \beta x + Q_0(\cos \beta x + \sin \beta x)]_{x=0} \\ = \frac{1}{2\beta^2 D} (2\beta M_0 + Q_0) \quad (280)$$

By introducing the notation

$$\begin{aligned} \varphi(\beta x) &= e^{-\beta x}(\cos \beta x + \sin \beta x) \\ \psi(\beta x) &= e^{-\beta x}(\cos \beta x - \sin \beta x) \\ \theta(\beta x) &= e^{-\beta x} \cos \beta x \\ \zeta(\beta x) &= e^{-\beta x} \sin \beta x \end{aligned} \quad (281)$$

the expressions for deflection and its consecutive derivatives can be represented in the following simplified form

$$\begin{aligned} w &= -\frac{1}{2\beta^3 D} [\beta M_0 \psi(\beta x) + Q_0 \theta(\beta x)] \\ \frac{dw}{dx} &= \frac{1}{2\beta^2 D} [2\beta M_0 \theta(\beta x) + Q_0 \varphi(\beta x)] \\ \frac{d^2 w}{dx^2} &= -\frac{1}{2\beta D} [2\beta M_0 \varphi(\beta x) + 2Q_0 \zeta(\beta x)] \\ \frac{d^3 w}{dx^3} &= \frac{1}{D} [2\beta M_0 \zeta(\beta x) - Q_0 \psi(\beta x)] \end{aligned} \quad (282)$$

The numerical values of the functions  $\varphi(\beta x)$ ,  $\psi(\beta x)$ ,  $\theta(\beta x)$ , and  $\zeta(\beta x)$  are given in Table 84<sup>1</sup> The functions  $\varphi(\beta x)$  and  $\psi(\beta x)$  are represented graphically in Fig. 237 It is seen from these curves and from Table 84

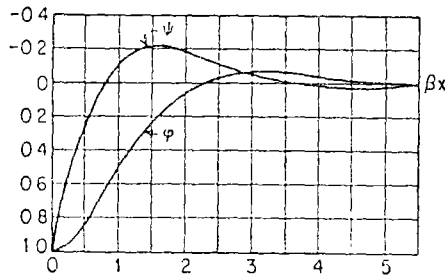


FIG 237

that the functions defining the bending of the shell approach zero as the quantity  $\beta x$  becomes large This indicates that the bending produced in the shell is of a local character, as was already mentioned at the beginning when the constants of integration were calculated.

If the moment  $M_x$  and the deflection  $w$  are found from expressions

<sup>1</sup> The figures in this table are taken from the book by H Zimmermann, "Die Berechnung des Eisenbahnoberbaues," Berlin, 1888.

(282), the bending moment  $M_x$  is obtained from the first of the equations (f), and the value of the force  $N_x$  from Eq. (e). Thus all necessary information for calculating stresses in the shell can be found.

**115. Particular Cases of Symmetrical Deformation of Circular Cylindrical Shells.** *Bending of a Long Cylindrical Shell by a Load Uniformly Distributed along a Circular Section* (Fig. 238). If the load is far enough from the ends of the cylinder, solution (278) can be used for each half of

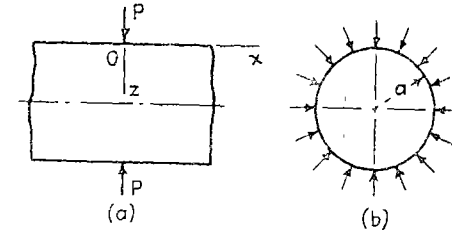


FIG 238

the shell From considerations of symmetry we conclude that the value of  $Q_0$  in this case is  $-P/2$  We thus obtain for the right-hand portion

$$w = \frac{e^{-\beta x}}{2\beta^3 D} \left[ \beta M_0 (\sin \beta x - \cos \beta x) + \frac{P}{2} \cos \beta x \right] \quad (a)$$

where  $x$  is measured from the cross section at which the load is applied To calculate the moment  $M_0$  which appears in expression (a) we use expression (280), which gives the slope at  $x = 0$ . In our case this slope vanishes because of symmetry Hence,

$$2\beta M_0 - \frac{P}{2} = 0$$

and we obtain

$$M_0 = \frac{P}{4\beta} \quad (b)$$

Substituting this value in expression (a), the deflection of the shell becomes

$$w = \frac{P e^{-\beta x}}{8\beta^3 D} (\sin \beta x + \cos \beta x) = \frac{P}{8\beta^3 D} \varphi(\beta x) \quad (283)$$

and by differentiation we find

$$\begin{aligned} \frac{dw}{dx} &= -2\beta \frac{P}{8\beta^3 D} e^{-\beta x} \sin \beta x = -\frac{P}{4\beta^2 D} \zeta(\beta x) \\ \frac{d^2 w}{dx^2} &= 2\beta^2 \frac{P}{8\beta^3 D} e^{-\beta x} (\sin \beta x - \cos \beta x) = -\frac{P}{4\beta D} \psi(\beta x) \\ \frac{d^3 w}{dx^3} &= 4\beta^3 \frac{P}{8\beta^3 D} e^{-\beta x} \cos \beta x = \frac{P}{2D} \theta(\beta x) \end{aligned} \quad (c)$$



*[Faint, illegible handwritten text or scribbles]*

TABLE 84. TABLE OF FUNCTIONS  $\varphi$ ,  $\psi$ ,  $\theta$ , AND  $\zeta$ 

$\beta x$	$\varphi$	$\psi$	$\theta$	$\zeta$
0	1 0000	1 0000	1 0000	0
0 1	0 9907	0 8100	0 9003	0 0903
0 2	0 9651	0 6398	0 8024	0 1627
0 3	0 9267	0 4888	0 7077	0 2189
0 4	0 8784	0 3564	0 6174	0 2610
0 5	0 8231	0 2415	0 5323	0 2908
0 6	0 7628	0 1431	0 4530	0 3099
0 7	0 6997	0 0599	0 3798	0 3199
0 8	0 6354	-0 0093	0 3131	0 3223
0 9	0 5712	-0 0657	0 2527	0 3185
1 0	0 5083	-0 1108	0 1988	0 3096
1 1	0 4476	-0 1457	0 1510	0 2967
1 2	0 3899	-0 1716	0 1091	0 2807
1 3	0 3355	-0 1897	0 0729	0 2626
1 4	0 2849	-0 2011	0 0419	0 2430
1 5	0 2384	-0 2068	0 0158	0 2226
1 6	0 1959	-0 2077	-0 0059	0 2018
1 7	0 1576	-0 2047	-0 0235	0 1812
1 8	0 1234	-0 1985	-0 0376	0 1610
1 9	0 0932	-0 1899	-0 0484	0 1415
2 0	0 0667	-0 1794	-0 0563	0 1230
2 1	0 0439	-0 1675	-0 0618	0 1057
2 2	0 0244	-0 1548	-0 0652	0 0895
2 3	0 0080	-0 1416	-0 0668	0 0748
2 4	-0 0056	-0 1282	-0 0669	0 0613
2 5	-0 0166	-0 1149	-0 0658	0 0492
2 6	-0 0254	-0 1019	-0 0636	0 0383
2 7	-0 0320	-0 0895	-0 0608	0 0287
2 8	-0 0369	-0 0777	-0 0573	0 0204
2 9	-0 0403	-0 0666	-0 0534	0 0132
3 0	-0 0423	-0 0563	-0 0493	0 0071
3 1	-0 0431	-0 0469	-0 0450	0 0019
3 2	-0 0431	-0 0383	-0 0407	-0 0024
3 3	-0 0422	-0 0306	-0 0364	-0 0058
3 4	-0 0408	-0 0237	-0 0323	-0 0085
3 5	-0 0389	-0 0177	-0 0283	-0 0106
3 6	-0 0366	-0 0124	-0 0245	-0 0121
3 7	-0 0341	-0 0079	-0 0210	-0 0131
3 8	-0 0314	-0 0040	-0 0177	-0 0137
3 9	-0 0286	-0 0008	-0 0147	-0 0140

TABLE 84. TABLE OF FUNCTIONS  $\varphi$ ,  $\psi$ ,  $\theta$ , AND  $\zeta$  (Continued)

$\beta x$	$\varphi$	$\psi$	$\theta$	$\zeta$
4 0	-0 0258	0 0019	-0 0120	-0 0139
4 1	-0 0231	0 0040	-0 0095	-0 0136
4 2	-0 0204	0 0057	-0 0074	-0 0131
4 3	-0 0179	0 0070	-0 0054	-0 0125
4 4	-0 0155	0.0079	-0 0038	-0 0117
4 5	-0 0132	0 0085	-0 0023	-0 0108
4 6	-0 0111	0 0089	-0 0011	-0 0100
4 7	-0 0092	0 0090	0 0001	-0 0091
4 8	-0 0075	0 0089	0 0007	-0 0082
4 9	-0 0059	0 0087	0 0014	-0 0073
5 0	-0 0046	0 0084	0 0019	-0 0065
5 1	-0 0033	0 0080	0 0023	-0 0057
5 2	-0 0023	0 0075	0 0026	-0 0049
5 3	-0 0014	0 0069	0 0028	-0 0042
5 4	-0 0006	0 0061	0 0029	-0 0035
5 5	0 0000	0 0058	0 0029	-0 0029
5 6	0 0005	0 0052	0 0029	-0 0023
5 7	0 0010	0 0046	0 0028	-0 0018
5 8	0 0013	0 0041	0 0027	-0 0014
5 9	0 0015	0 0036	0 0026	-0 0010
6 0	0 0017	0 0031	0 0024	-0 0007
6 1	0 0018	0 0026	0 0022	-0 0004
6 2	0 0019	0 0022	0 0020	-0 0002
6 3	0 0019	0 0018	0 0018	+0 0001
6 4	0 0018	0 0015	0 0017	0 0003
6 5	0 0018	0 0012	0 0015	0 0004
6 6	0 0017	0 0009	0 0013	0 0005
6 7	0 0016	0 0006	0 0011	0 0006
6 8	0 0015	0 0004	0 0010	0 0006
6 9	0 0014	0 0002	0 0008	0 0006
7 0	0 0013	0 0001	0 0007	0 0006

Observing from Eqs. (b) and (f) of the preceding article that

$$M_x = -D \frac{d^2 w}{dx^2} \quad Q_x = -D \frac{d^3 w}{dx^3}$$

we finally obtain the following expressions for the bending moment and shearing force:

$$M_x = \frac{P}{4\beta} \psi(\beta x) \quad Q_x = -\frac{P}{2} \theta(\beta x) \quad (284)$$





The results obtained are all graphically represented in Fig 239. It is seen that the maximum deflection is under the load  $P$  and that its value as given by Eq. (283) is

$$w_{max} = \frac{P}{8\beta^3 D} = \frac{Pa^2\beta}{2Eh} \quad (285)$$

The maximum bending moment is also under the load and is determined from Eq (284) as

$$M_{max} = \frac{P}{4\beta} \quad (286)$$

The maximum of the absolute value of the shearing force is evidently equal to  $P/2$ . The values of all these quantities at a certain distance from the load can be readily obtained by using Table 84. We see from this table and from Fig.

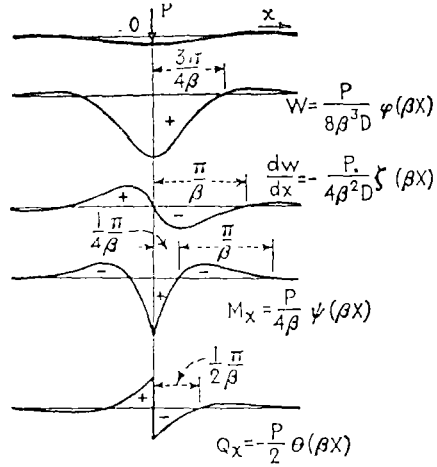


FIG 239

239 that all the quantities that determine the bending of the shell are small for  $x > \pi/\beta$ . This fact indicates that the bending is of a local character and that a shell of length  $l = 2\pi/\beta$  loaded at the middle will have practically the same maximum deflection and the same maximum stress as a very long shell.

Having the solution of the problem for the case in which a load is concentrated at a circular cross section, we can readily solve the problem of a load distributed along a certain length of the cylinder by applying the principle of superposition. As an example let us consider the case of a load of intensity  $q$  uniformly distributed along a length  $l$  of a cylinder (Fig 240). Assuming that the load is at a considerable distance from the ends of the cylinder, we can use solution (283) to calculate the deflections.

The deflection at a point  $A$  produced by an elementary ring load of an intensity  $q d\xi$  at a distance  $\xi$  from  $A$  is obtained from expression (283) by substituting  $q d\xi$  for  $P$  and  $\xi$  for  $x$  and is

$$\frac{q d\xi}{8\beta^3 D} e^{-\beta\xi} (\cos \beta\xi + \sin \beta\xi)$$

The deflection produced at  $A$  by the total load distributed over the

<sup>1</sup>  $q d\xi$  is the load per unit length of circumference.

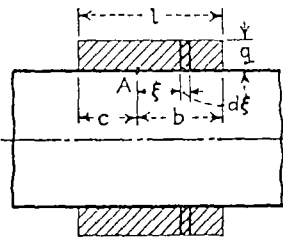


FIG 240

length  $l$  is then

$$w = \int_0^b \frac{q d\xi}{8\beta^3 D} e^{-\beta\xi} (\cos \beta\xi + \sin \beta\xi) + \int_0^c \frac{q d\xi}{8\beta^3 D} e^{-\beta\xi} (\cos \beta\xi + \sin \beta\xi) = \frac{qa^2}{2Eh} (2 - e^{-\beta b} \cos \beta b - e^{-\beta c} \cos \beta c)$$

The bending moment at a point  $A$  can be calculated by similar application of the method of superposition

*Cylindrical Shell with a Uniform Internal Pressure* (Fig 241) If the edges of the shell are free, the internal pressure  $p$  produces only a hoop stress

$$\sigma_t = \frac{pa}{h}$$

and the radius of the cylinder increases by the amount

$$\delta = \frac{a\sigma_t}{E} = \frac{pa^2}{Eh} \quad (d)$$

If the ends of the shell are built in, as shown in Fig. 241a, they cannot move out, and local bending occurs at the edges. If the length  $l$  of the

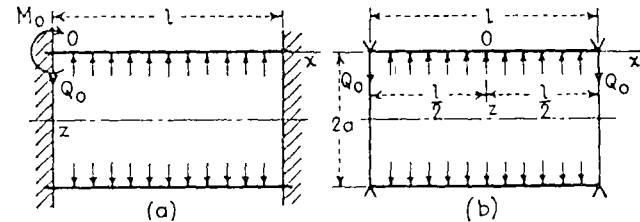


FIG 241

shell is sufficiently large, we can use solution (278) to investigate this bending, the moment  $M_0$  and the shearing force  $Q_0$  being determined from the conditions that the deflection and the slope along the built-in edge  $x = 0$  (Fig 241a) vanish. According to these conditions, Eqs. (279) and (280) of the preceding article become

$$\begin{aligned} -\frac{1}{2\beta^3 D} (\beta M_0 + Q_0) &= \delta \\ \frac{1}{2\beta^2 D} (2\beta M_0 + Q_0) &= 0 \end{aligned}$$

where  $\delta$  is given by Eq (d).

Solving for  $M_0$  and  $Q_0$ , we obtain

$$M_0 = 2\beta^2 D \delta = \frac{p}{2\beta^2} \quad Q_0 = -4\beta^3 D \delta = -\frac{p}{\beta} \quad (287)$$



1000 1000 1000

We thus obtain a positive bending moment and a negative shearing force acting as shown in Fig. 241a. Substituting these values in expressions (282), the deflection and the bending moment at any distance from the end can be readily calculated using Table S4

If, instead of built-in edges, we have simply supported edges as shown in Fig. 241b, the deflection and the bending moment  $M_x$  vanish along the edge  $M_0 = 0$ , and we obtain, by using Eq. (279),

$$Q_0 = -2\beta^3 D\delta$$

By substituting these values in solution (278) the deflection at any distance from the end can be calculated

It was assumed in the preceding discussion that the length of the shell is large. If this is not the case, the bending at one end cannot be considered as independent of the conditions at the other end, and recourse must be had to the general solution (277), which contains four constants of integration. The particular solution of Eq. (276) for the case of uniform load ( $Z = -p$ ) is  $-p/4\beta^4 D = -pa^2/Eh$ . The general solution (277) can then be put in the following form by the introduction of hyperbolic functions in place of the exponential functions

$$w = -\frac{pa^2}{Eh} + C_1 \sin \beta x \sinh \beta x + C_2 \sin \beta x \cosh \beta x + C_3 \cos \beta x \sinh \beta x + C_4 \cos \beta x \cosh \beta x \quad (e)$$

If the origin of coordinates is taken at the middle of the cylinder, as shown in Fig. 241b, expression (e) must be an even function of  $x$ . Hence

$$C_2 = C_3 = 0 \quad (f)$$

The constants  $C_1$  and  $C_4$  must now be selected so as to satisfy the conditions at the ends. If the ends are simply supported, the deflection and the bending moment  $M_x$  must vanish at the ends, and we obtain

$$(w)_{x=l/2} = 0 \quad \left(\frac{d^2 w}{dx^2}\right)_{x=l/2} = 0 \quad (g)$$

Substituting expression (e) in these relations and remembering that  $C_2 = C_3 = 0$ , we find

$$\begin{aligned} -\frac{pa^2}{Eh} + C_1 \sin \alpha \sinh \alpha + C_4 \cos \alpha \cosh \alpha &= 0 \\ C_1 \cos \alpha \cosh \alpha - C_4 \sin \alpha \sinh \alpha &= 0 \end{aligned} \quad (h)$$

where, for the sake of simplicity,

$$\frac{\beta l}{2} = \alpha \quad (i)$$

From these equations we obtain

$$\begin{aligned} C_1 &= \frac{pa^2}{Eh} \frac{\sin \alpha \sinh \alpha}{\sin^2 \alpha \sinh^2 \alpha + \cos^2 \alpha \cosh^2 \alpha} = \frac{pa^2}{Eh} \frac{2 \sin \alpha \sinh \alpha}{\cos 2\alpha + \cosh 2\alpha} \\ C_4 &= \frac{pa^2}{Eh} \frac{\cos \alpha \cosh \alpha}{\sin^2 \alpha \sinh^2 \alpha + \cos^2 \alpha \cosh^2 \alpha} = \frac{pa^2}{Eh} \frac{2 \cos \alpha \cosh \alpha}{\cos 2\alpha + \cosh 2\alpha} \end{aligned} \quad (j)$$

Substituting the values (j) and (f) of the constants in expression (e) and observing from expression (275) that

$$\frac{Eh}{a^2} = 4D\beta^4 = \frac{64\alpha^4 D}{l^4} \quad (k)$$

we obtain

$$w = -\frac{pl^4}{64D\alpha^4} \left( 1 - \frac{2 \sin \alpha \sinh \alpha}{\cos 2\alpha + \cosh 2\alpha} \sin \beta x \sinh \beta x - \frac{2 \cos \alpha \cosh \alpha}{\cos 2\alpha + \cosh 2\alpha} \cos \beta x \cosh \beta x \right) \quad (l)$$

In each particular case, if the dimensions of the shell are known, the quantity  $\alpha$ , which is dimensionless, can be calculated by means of notation (i) and Eq. (275). By substituting this value in expression (l) the deflection of the shell at any point can be found.

For the middle of the shell, substituting  $x = 0$  in expression (l), we obtain

$$(w)_{x=0} = -\frac{pl^4}{64D\alpha^4} \left( 1 - \frac{2 \cos \alpha \cosh \alpha}{\cos 2\alpha + \cosh 2\alpha} \right) \quad (m)$$

When the shell is long,  $\alpha$  becomes large, the second term in the parentheses of expression (m) becomes small, and the deflection approaches the value (d) calculated for the case of free ends. This indicates that in the case of long shells the effect of the end supports upon the deflection at the middle is negligible. Taking another extreme case, *viz.*, the case when  $\alpha$  is very small, we can show by expanding the trigonometric and hyperbolic functions in power series that the expression in parentheses in Eq. (m) approaches the value  $5\alpha^4/6$  and that the deflection (l) approaches that for a uniformly loaded and simply supported beam of length  $l$  and flexural rigidity  $D$ .

Differentiating expression (l) twice and multiplying it by  $D$ , the bending moment is found as

$$M_x = -D \frac{d^2 w}{dx^2} = -\frac{pl^2}{4\alpha^2} \left( \frac{\sin \alpha \sinh \alpha}{\cos 2\alpha + \cosh 2\alpha} \cosh \beta x \cos \beta x - \frac{\cos \alpha \cosh \alpha}{\cos 2\alpha + \cosh 2\alpha} \sin \beta x \sinh \beta x \right) \quad (n)$$



at  
the

( )

the

the

the

the

the

the

the

At the middle of the shell this moment is

$$(M_z)_{z=0} = -\frac{pl^2}{4\alpha^2} \frac{\sin \alpha \sinh \alpha}{\cos 2\alpha + \cosh 2\alpha} \quad (o)$$

It is seen that for large values of  $\alpha$ , that is, for long shells, this moment becomes negligibly small and the middle portion is, for all practical purposes, under the action of merely the hoop stresses  $pa/h$

The case of a cylinder with built-in edges (Fig 241a) can be treated in a similar manner. Going directly to the final result,<sup>1</sup> we find that the bending moment  $M_0$  acting along the built-in edge is

$$M_0 = \frac{p}{2\beta^2} \frac{\sinh 2\alpha - \sin 2\alpha}{\sinh 2\alpha + \sin 2\alpha} = \frac{p}{2\beta^2} \chi_2(2\alpha) \quad (288)$$

where

$$\chi_2(2\alpha) = \frac{\sinh 2\alpha - \sin 2\alpha}{\sinh 2\alpha + \sin 2\alpha}$$

In the case of long shells,  $\alpha$  is large, the factor  $\chi_2(2\alpha)$  in expression (288) approaches unity, and the value of the moment approaches that given by the first of the expressions (287). For shorter shells the value of the factor  $\chi_2(2\alpha)$  in (288) can be taken from Table 85

TABLE 85

$2\alpha$	$\chi_1(2\alpha)$	$\chi_2(2\alpha)$	$\chi_3(2\alpha)$
0.2	5.000	0.0068	0.100
0.4	2.502	0.0268	0.200
0.6	1.674	0.0601	0.300
0.8	1.267	0.1065	0.400
1.0	1.033	0.1670	0.500
1.2	0.890	0.2370	0.596
1.4	0.803	0.3170	0.689
1.6	0.755	0.4080	0.775
1.8	0.735	0.5050	0.855
2.0	0.738	0.6000	0.925
2.5	0.802	0.8220	1.015
3.0	0.893	0.9770	1.090
3.5	0.966	1.0500	1.085
4.0	1.005	1.0580	1.050
4.5	1.017	1.0400	1.027
5.0	1.017	1.0300	1.008

*Cylindrical Shell Bent by Forces and Moments Distributed along the Edges* In the preceding section this problem was discussed assuming

<sup>1</sup> Both cases are discussed in detail by I. G. Boobnov in his "Theory of Structure of Ships," vol 2, p 368, St Petersburg, 1913. Also included are numerical tables which simplify the calculations of moments and deflections.

that the shell is long and that each end can be treated independently. In the case of shorter shells both ends must be considered simultaneously by using solution (e) with four constants of integration. Proceeding as in the previous cases, the following results can be obtained. For the case of bending by uniformly distributed shearing forces  $Q_0$  (Fig 242a), the deflection and the slope at the ends are

$$(w)_{z=0, z=l} = -\frac{2Q_0\beta a^2 \cosh 2\alpha + \cos 2\alpha}{Eh \sinh 2\alpha + \sin 2\alpha} = -\frac{2Q_0\beta a^2}{Eh} \chi_1(2\alpha)$$

$$\left(\frac{dw}{dz}\right)_{z=0, z=l} = \pm \frac{2Q_0\beta^2 a^2 \sinh 2\alpha - \sin 2\alpha}{Eh \sinh 2\alpha + \sin 2\alpha} = \pm \frac{2Q_0\beta^2 a^2}{Eh} \chi_2(2\alpha) \quad (289)$$

In the case of bending by the moments  $M_0$  (Fig 242b), we obtain

$$(w)_{z=0, z=l} = -\frac{2M_0\beta^2 a^2 \sinh 2\alpha - \sin 2\alpha}{Eh \sinh 2\alpha + \sin 2\alpha} = -\frac{2M_0\beta^2 a^2}{Eh} \chi_2(2\alpha)$$

$$\left(\frac{dw}{dz}\right)_{z=0, z=l} = \pm \frac{4M_0\beta^3 a^2 \cosh 2\alpha - \cos 2\alpha}{Eh \sinh 2\alpha + \sin 2\alpha} = \pm \frac{4M_0\beta^3 a^2}{Eh} \chi_3(2\alpha) \quad (290)$$

In the case of long shells, the factors  $\chi_1$ ,  $\chi_2$ , and  $\chi_3$  in expressions (289) and (290) are close to unity, and the results coincide with those given by

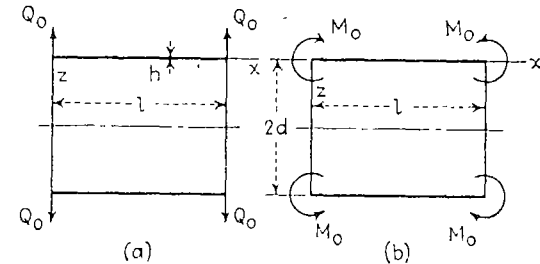


FIG. 242

expressions (279) and (280). To simplify the calculations for shorter shells, the values of functions  $\chi_1$ ,  $\chi_2$ , and  $\chi_3$  are given in Table 85.

Using solutions (289) and (290), the stresses in a long pipe reinforced by equidistant rings (Fig. 243) and submitted to the action of uniform internal pressure  $p$  can be readily discussed.

Assume first that there are no rings. Then, under the action of internal pressure, hoop stresses  $\sigma_r = pa/h$  will be produced, and the radius of the pipe will increase by the amount

$$\delta = \frac{pa^2}{Eh}$$

Now, taking the rings into consideration and assuming that they are absolutely rigid, we conclude that reactive forces will be produced between each ring and the pipe. The magnitude of the forces per unit length of



the circumference of the tube will be denoted by  $P$ . The magnitude of  $P$  will now be determined from the condition that the forces  $P$  produce a deflection of the pipe under the ring equal to the expansion  $\delta$  created by the internal pressure  $p$ . In calculating this deflection we observe that a portion of the tube between two adjacent rings may be considered as the shell shown in Fig 213a and b. In this case  $Q_0 = -\frac{1}{2}P$ , and the magnitude of the bending moment  $M_0$  under a ring is determined from the condition that  $dw/dx = 0$  at that point. Hence from Eqs (289) and (290) we find

$$-\frac{P\beta^2 a^2}{Eh} \chi_2(2\alpha) + \frac{4M_0\beta^3 a^2}{Eh} \chi_3(2\alpha) = 0$$

from which

$$M_0 = \frac{P\chi_2(2\alpha)}{4\beta\chi_3(2\alpha)} \quad (p)$$

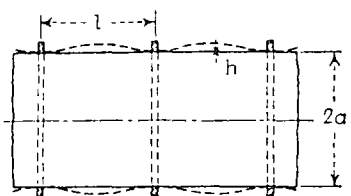


FIG 213

If the distance  $l$  between the rings is large,<sup>1</sup> the quantity

$$2\alpha = \beta l = \frac{l}{\sqrt{ah}} \sqrt{3(1-\nu^2)}$$

is also large, the functions  $\chi_2(2\alpha)$  and  $\chi_3(2\alpha)$  approach unity, and the moment  $M_0$  approaches the value (286). For calculating the force  $P$  entering in Eq (p) the expressions for deflections as given in Eqs (289) and (290) must be used. These expressions give

$$\frac{P\beta a^2}{Lh} \chi_1(2\alpha) - \frac{P\beta a^2}{2Eh} \frac{\chi_2^2(2\alpha)}{\chi_3(2\alpha)} = \delta = \frac{pa^2}{Eh}$$

$$\text{or} \quad P\beta \left[ \chi_1(2\alpha) - \frac{1}{2} \frac{\chi_2^2(2\alpha)}{\chi_3(2\alpha)} \right] = \frac{\delta Eh}{a^2} = p \quad (291)$$

For large values of  $2\alpha$  this reduces to

$$\frac{P\beta a^2}{2Eh} = \delta$$

which coincides with Eq (285). When  $2\alpha$  is not large, the value of the reactive forces  $P$  is calculated from Eq (291) by using Table 85. Solving Eq (291) for  $P$  and substituting its expression in expression (p), we find

$$M_0 = \frac{p}{2\beta^2} \chi_2(2\alpha) \quad (292)$$

This coincides with expression (288) previously obtained for a shell with built-in edges.

To take into account the extension of rings we observe that the reactive

<sup>1</sup> For  $\nu = 0.3$ ,  $2\alpha = 1.285l/\sqrt{ah}$

forces  $P$  produce in the ring a tensile force  $Pa$  and that the corresponding increase of the inner radius of the ring is<sup>1</sup>

$$\delta_1 = \frac{Pa^2}{AE}$$

where  $A$  is the cross-sectional area of the ring. To take this extension into account we substitute  $\delta - \delta_1$  for  $\delta$  in Eq (291) and obtain

$$P\beta \left[ \chi_1(2\alpha) - \frac{1}{2} \frac{\chi_2^2(2\alpha)}{\chi_3(2\alpha)} \right] = p - \frac{Ph}{A} \quad (293)$$

From this equation,  $P$  can be readily obtained by using Table 85, and the moment found by substituting  $p - (Ph/A)$  for  $p$  in Eq (292).

If the pressure  $p$  acts not only on the cylindrical shell but also on the ends, longitudinal forces

$$N_z = \frac{pa}{2}$$

are produced in the shell. The extension of the radius of the cylinder is then

$$\delta' = \frac{pa^2}{Eh} \left( 1 - \frac{1}{2} \nu \right)$$

and the quantity  $p(1 - \frac{1}{2}\nu)$  must be substituted for  $p$  in Eqs (292) and (293).

Equations (293) and (291) can also be used in the case of external uniform pressure provided the compressive stresses in the ring and in the shell are far enough from the critical stresses at which buckling may occur.<sup>2</sup> This case is of practical importance in the design of submarines and has been discussed by several authors.<sup>3</sup>

**116. Pressure Vessels.** The method illustrated by the examples of the preceding article can also be applied in the analysis of stresses in cylindrical vessels submitted to the action of internal pressure.<sup>4</sup> In discussing the "membrane theory" it was repeatedly indicated that this theory fails to represent the true stresses in those portions of a shell close to the

<sup>1</sup> It is assumed that the cross-sectional dimensions of the ring are small in comparison with the radius  $a$ .

<sup>2</sup> Buckling of rings and cylindrical shells is discussed in S. Timoshenko, "Theory of Elastic Stability," 1936.

<sup>3</sup> See paper by K. von Sanden and K. Gunther, "Werft und Reederei," vol 1, 1920, pp 163-168, 189-198, 216-221, and vol 2, 1921, pp 505-510.

<sup>4</sup> See also M. Esslinger, "Statische Berechnung von Kesselboden," Berlin, 1952, G. Salet and J. Barthelemy, *Bull. Assoc. Tech. Maritime Aeronaut.*, vol 44, p 505, 1945, J. L. Maulbetsch and M. Hecényi, *ASCE Design Data*, no 1, 1944, and F. Schultze-Grunow, *Ingr.-Arch.*, vol 4, p 545, 1933, N. L. Svensson, *J. Appl. Mechanics*, vol. 25, p 89, 1958.





edges, since the edge conditions usually cannot be completely satisfied by considering only membrane stresses. A similar condition in which the membrane theory is inadequate is found in cylindrical pressure vessels at the joints between the cylindrical portion and the ends of the vessel. At these joints the membrane stresses are usually accompanied by local bending stresses which are distributed symmetrically with respect to the axis of the cylinder. These local stresses can be calculated by using solution (278) of Art. 114.

Let us begin with the simple case of a cylindrical vessel with hemispherical ends (Fig. 244).<sup>1</sup> At a sufficient distance from the joints  $mn$

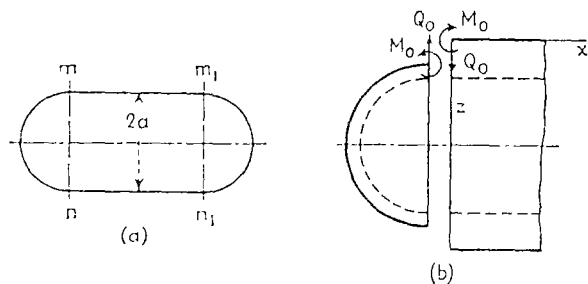


FIG. 244

and  $m_1n_1$  the membrane theory is accurate enough and gives for the cylindrical portion of radius  $a$

$$N_z = \frac{pa}{2} \quad N_t = pa \quad (a)$$

where  $p$  denotes the internal pressure.

For the spherical ends this theory gives a uniform tensile force

$$N = \frac{pa}{2} \quad (b)$$

The extension of the radius of the cylindrical shell under the action of the forces (a) is

$$\delta_1 = \frac{pa^2}{Lh} \left(1 - \frac{\nu}{2}\right) \quad (c)$$

and the extension of the radius of the spherical ends is

$$\delta_2 = \frac{pa^2}{2Eh} (1 - \nu) \quad (d)$$

Comparing expressions (c) and (d), it can be concluded that if we consider only membrane stresses we obtain a discontinuity at the joints as represented in Fig. 244b. This indicates that at the joint there must act

<sup>1</sup> This case was discussed by E. Meissner, *Schweiz Bauztg.*, vol. 86, p. 1, 1925.

shearing forces  $Q_0$  and bending moments  $M_0$  uniformly distributed along the circumference and of such magnitudes as to eliminate this discontinuity. The stresses produced by these forces are sometimes called *discontinuity stresses*.

In calculating the quantities  $Q_0$  and  $M_0$  we assume that the bending is of a local character so that solution (278) can be applied with sufficient accuracy in discussing the bending of the cylindrical portion. The investigation of the bending of the spherical ends represents a more complicated problem which will be fully discussed in Chap. 16. Here we obtain an approximate solution of the problem by assuming that the bending is of importance only in the zone of the spherical shell close to the joint and that this zone can be treated as a portion of a long cylindrical shell<sup>1</sup> of radius  $a$ . If the thickness of the spherical and the cylindrical portion of the vessel is the same, the forces  $Q_0$  produce equal rotations of the edges of both portions at the joint (Fig. 244b). This indicates that  $M_0$  vanishes and that  $Q_0$  alone is sufficient to eliminate the discontinuity. The magnitude of  $Q_0$  is now determined from the condition that the sum of the numerical values of the deflections of the edges of the two parts must be equal to the difference  $\delta_1 - \delta_2$  of the radial expansions furnished by the membrane theory. Using Eq. (279) for the deflection we obtain

$$\frac{Q_0}{\beta^3 D} = \delta_1 - \delta_2 = \frac{pa^2}{2Eh}$$

from which, by using notation (275),

$$Q_0 = \frac{pa^2\beta^3 D}{2Lh} = \frac{p}{8\beta} \quad (e)$$

Having obtained this value of the force  $Q_0$ , the deflection and the bending moment  $M_z$  can be calculated at any point by using formulas (282), which give<sup>2</sup>

$$w = \frac{Q_0}{2\beta^3 D} \theta(\beta x)$$

$$M_z = -D \frac{d^2 w}{dx^2} = -\frac{Q_0}{\beta} \zeta(\beta x)$$

Substituting expression (e) for  $Q_0$  and expression (275) for  $\beta$  in the formula for  $M_z$ , we obtain

$$M_z = -\frac{ahp}{8\sqrt{3(1-\nu^2)}} \zeta(\beta x) \quad (f)$$

<sup>1</sup> E. Meissner, in the above-mentioned paper, showed that the error in the magnitude of the bending stresses as calculated from such an approximate solution is small for thin hemispherical shells and is smaller than 1 per cent if  $a/h > 30$ .

<sup>2</sup> Note that the direction of  $Q_0$  in Fig. 244 is opposite to the direction in Fig. 236.



This moment attains its numerical maximum at the distance  $x = \pi/4\beta$ , at which point the derivative of the moment is zero, as can be seen from the fourth of the equations (282)

Combining the maximum bending stress produced by  $M_x$  with the membrane stress, we find

$$(\sigma_x)_{\max} = \frac{ap}{2h} + \frac{3}{4} \frac{ap}{h \sqrt{3(1-\nu^2)}} \zeta\left(\frac{\pi}{4}\right) = 1.293 \frac{ap}{2h} \quad (g)$$

This stress which acts at the outer surface of the cylindrical shell is about 30 per cent larger than the membrane stress acting in the axial direction. In calculating stresses in the circumferential direction in addition to the membrane stress  $pa/h$ , the hoop stress caused by the deflection  $w$  as well as the bending stress produced by the moment  $M_\varphi = \nu M_x$  must be considered. In this way we obtain at the outer surface of the cylindrical shell

$$\sigma_t = \frac{ap}{h} - \frac{Ew}{a} - \frac{6\nu}{h^2} M_x = \frac{ap}{h} \left[ 1 - \frac{1}{4} \theta(\beta x) + \frac{3\nu}{1 \sqrt{3(1-\nu^2)}} \zeta(\beta x) \right]$$

Taking  $\nu = 0.3$  and using Table 84, we find

$$(\sigma_t)_{\max} = 1.032 \frac{ap}{h} \quad \text{at } \beta x = 1.85 \quad (h)$$

Since the membrane stress is smaller in the ends than in the cylinder sides, the maximum stress in the spherical ends is always smaller than the calculated stress (h). Thus the latter stress is the determining factor in the design of the vessel.

The same method of calculating discontinuity stresses can be applied in the case of ends having the form of an ellipsoid of revolution. The membrane stresses in this case are obtained from expressions (263) and (264) (see page 440). At the joint  $mn$  which represents the equator of the ellipsoid (Fig. 245), the stresses in the direction of the meridian and in the equatorial direction are, respectively,

$$\sigma_\varphi = \frac{pa}{2h} \quad \sigma_\theta = \frac{pa}{h} \left( 1 - \frac{a^2}{2b^2} \right) \quad (i)$$

The extension of the radius of the equator is

$$\delta'_2 = \frac{a}{E} (\sigma_\theta - \nu\sigma_\varphi) = \frac{pa^2}{Eh} \left( 1 - \frac{a^2}{2b^2} - \frac{\nu}{2} \right)$$

Substituting this quantity for  $\delta_2$  in the previous calculation of the shearing force  $Q_0$ , we find

$$\delta_1 - \delta'_2 = \frac{pa^2}{Eh} \frac{a^2}{2b^2}$$

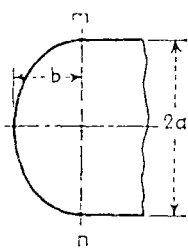


FIG. 245

and, instead of Eq. (e), we obtain

$$Q_0 = \frac{p}{8\beta} \frac{a^2}{b^2}$$

It is seen that the shearing force  $Q_0$  in the case of ellipsoidal ends is larger than in the case of hemispherical ends in the ratio  $a^2/b^2$ . The discontinuity stresses will evidently increase in the same proportion. For example, taking  $a/b = 2$ , we obtain, from expressions (g) and (h),

$$(\sigma_x)_{\max} = \frac{ap}{2h} + \frac{3ap}{h \sqrt{3(1-\nu^2)}} \zeta\left(\frac{\pi}{4}\right) = 2.172 \frac{ap}{2h}$$

$$(\sigma_t)_{\max} = 1.128 \frac{ap}{h}$$

Again,  $(\sigma_t)_{\max}$  is the largest stress and is consequently the determining factor in design.<sup>1</sup>

**117. Cylindrical Tanks with Uniform Wall Thickness.** If a tank is submitted to the action of a liquid pressure, as shown in Fig. 246, the stresses in the wall can be analyzed by using Eq. (276). Substituting in this equation

$$Z = -\gamma(d-x) \quad (a)$$

where  $\gamma$  is the weight per unit volume of the liquid, we obtain

$$\frac{d^4 u}{dx^4} + 4\beta^4 w = -\frac{\gamma(d-x)}{D} \quad (b)$$

A particular solution of this equation is

$$w_1 = -\frac{\gamma(d-x)}{4\beta^4 D} = -\frac{\gamma(d-x)a^2}{Eh} \quad (c)$$

This expression represents the radial expansion of a cylindrical shell with free edges under the action of hoop stresses. Substituting expression (c) in place of  $f(x)$  in expression (277), we obtain for the complete solution of Eq. (b)

$$w = e^{\beta x} (C_1 \cos \beta x + C_2 \sin \beta x) + e^{-\beta x} (C_3 \cos \beta x + C_4 \sin \beta x) - \frac{\gamma(d-x)a^2}{Eh}$$

In most practical cases the wall thickness  $h$  is small in comparison with both the radius  $a$  and the depth  $d$  of the tank, and we may consider the shell as infinitely long. The constants  $C_1$  and  $C_2$  are then equal to zero.

<sup>1</sup> More detail regarding stresses in boilers with ellipsoidal ends can be found in the book by Hohn, 'Über die Festigkeit der gewölbten Boden und der Zylinderschale', Zurich, 1927. Also included are the results of experimental investigations of discontinuity stresses which are in a good agreement with the approximate solution. See also Schultz-Grunow, *loc. cit.*

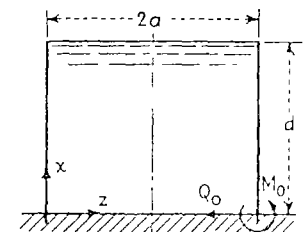


FIG. 246



and we obtain

$$w = e^{-\beta x}(C_3 \cos \beta x + C_4 \sin \beta x) - \frac{\gamma(d - \nu)a^2}{Eh} \quad (d)$$

The constants  $C_3$  and  $C_4$  can now be obtained from the conditions at the bottom of the tank. Assuming that the lower edge of the wall is built into an absolutely rigid foundation, the boundary conditions are

$$(w)_{x=0} = C_3 - \frac{\gamma a^2 d}{Eh} = 0$$

$$\left(\frac{dw}{dx}\right)_{x=0} = \left[-\beta C_3 e^{-\beta x}(\cos \beta x + \sin \beta x) + \beta C_4 e^{-\beta x}(\cos \beta x - \sin \beta x) + \frac{\gamma a^2}{Eh}\right]_{x=0} = \beta(C_4 - C_3) + \frac{\gamma a^2}{Eh} = 0$$

From these equations we obtain

$$C_3 = \frac{\gamma a^2 d}{Eh} \quad C_4 = \frac{\gamma a^2}{Eh} \left(d - \frac{1}{\beta}\right)$$

Expression (d) then becomes

$$w = -\frac{\gamma a^2}{Eh} \left[ d - x - e^{-\beta x} \left[ d \cos \beta x + \left(d - \frac{1}{\beta}\right) \sin \beta x \right] \right]$$

from which, by using the notation of Eqs. (281), we obtain

$$w = -\frac{\gamma a^2 d}{Eh} \left[ 1 - \frac{x}{d} - \theta(\beta x) - \left(1 - \frac{1}{\beta d}\right) \zeta(\beta x) \right] \quad (e)$$

From this expression the deflection at any point can be readily calculated by the use of Table 84. The force  $N_x$  in the circumferential direction is then

$$N_x = -\frac{Ehw}{a} = \gamma ad \left[ 1 - \frac{x}{d} - \theta(\beta x) - \left(1 - \frac{1}{\beta d}\right) \zeta(\beta x) \right] \quad (f)$$

From the second derivative of expression (e) we obtain the bending moment

$$\begin{aligned} M_x = -D \frac{d^2 w}{dx^2} &= \frac{2\beta^2 \gamma a^2 D d}{Eh} \left[ -\zeta(\beta x) + \left(1 - \frac{1}{\beta d}\right) \theta(\beta x) \right] \\ &= \frac{\gamma ad h}{\sqrt{12(1-\nu^2)}} \left[ -\zeta(\beta x) + \left(1 - \frac{1}{\beta d}\right) \theta(\beta x) \right] \quad (g) \end{aligned}$$

Having expressions (f) and (g), the maximum stress at any point can readily be calculated in each particular case. The bending moment has its maximum value at the bottom, where it is equal to

$$(M_x)_{x=0} = M_0 = \left(1 - \frac{1}{\beta d}\right) \frac{\gamma ad h}{\sqrt{12(1-\nu^2)}} \quad (h)$$

The same result can be obtained by using solutions (279) and (280) (pages 469, 470). Assuming that the lower edge of the shell is entirely free, we obtain from expression (c)

$$(w_1)_{x=0} = -\frac{\gamma a^2 d}{Eh} \quad \left(\frac{dw_1}{dx}\right)_{x=0} = \frac{\gamma a^2}{Eh} \quad (i)$$

To eliminate this displacement and rotation of the edge and thus satisfy the edge conditions at the bottom of the tank, a shearing force  $Q_0$  and bending moment  $M_0$  must be applied as indicated in Fig. 246. The magnitude of each of these quantities is obtained by equating expressions (279) and (280) to expressions (i) taken with reversed signs. This gives

$$\begin{aligned} -\frac{1}{2\beta^3 D} (\beta M_0 + Q_0) &= +\frac{\gamma a^2 d}{Eh} \\ \frac{1}{2\beta^2 D} (2\beta M_0 + Q_0) &= -\frac{\gamma a^2}{Eh} \end{aligned}$$

From these equations we again obtain expression (h) for  $M_0$ , whereas for the shearing force we find<sup>1</sup>

$$Q_0 = -\frac{\gamma ad h}{\sqrt{12(1-\nu^2)}} \left(2\beta - \frac{1}{d}\right) \quad (j)$$

Taking, as an example,  $a = 30$  ft,  $d = 26$  ft,  $h = 14$  in,  $\gamma = 0.03613$  lb per in<sup>3</sup>, and  $\nu = 0.25$ , we find  $\beta = 0.01824$  in<sup>-1</sup> and  $\beta d = 5.691$ . For such a value of  $\beta d$  our assumption that the shell is infinitely long results in an accurate value for the moment and the shearing force, and we obtain from expressions (h) and (j)

$$M_0 = 13,960 \text{ in-lb per in} \quad Q_0 = -563.6 \text{ lb per in}$$

In the construction of steel tanks, metallic sheets of several different thicknesses are very often used as shown in Fig. 247. Applying the particular solution (c) to each portion of uniform thickness, we find that the differences in thickness give rise to discontinuities in the displacement  $w_1$  along the joints  $mn$  and  $m_1n_1$ .

These discontinuities, together with the displacements at the bottom  $ab$ , can be removed by applying moments and shearing forces. Assuming that the vertical dimension of each portion is sufficiently large to justify the application of the formulas for an infinitely large shell, we calculate the discontinuity moments and shearing forces as before by using Eqs. (279) and (280) and applying at each joint the two conditions that the adjacent portions of the shell have equal deflections and a common tangent. If the use of formulas (279) and (280) derived for an infinitely long shell cannot be justified, the general solution containing four constants of integration must be applied to each portion of the tank. The determination of the constants under such conditions becomes much more complicated, since the fact that each joint cannot be treated

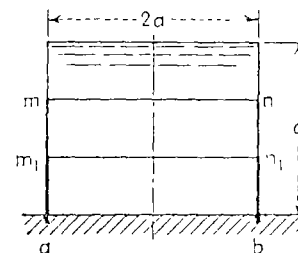


FIG. 247

<sup>1</sup>The negative sign indicates that  $Q_0$  has the direction shown in Fig. 246 which is opposite to the direction used in Fig. 236 when deriving expressions (279) and (280).



independently necessitates the solution of a system of simultaneous equations. This problem can be solved by approximate methods<sup>1</sup>

**118. Cylindrical Tanks with Nonuniform Wall Thickness.** In the case of tanks of nonuniform wall thickness the solution of the problem requires the integration of Eq. (273), considering the flexural rigidity  $D$  and the thickness  $h$  as no longer constant but as functions of  $x$ . We have thus to deal with a linear differential equation of fourth order with variable coefficients. As an example, let us consider the case when the thickness of the wall is a linear function of the coordinate  $x$ . Taking the origin of the coordinates as shown in Fig. 248, we have for the thickness of the wall and for the flexural rigidity the expressions

$$h = \alpha x \quad D = \frac{E\alpha^3}{12(1-\nu^2)} x^3 \quad (a)$$

and Eq. (273) becomes

$$\frac{d^2}{dx^2} \left( x^3 \frac{d^2 w}{dx^2} \right) + \frac{12(1-\nu^2)}{\alpha^2 a^2} x w = - \frac{12(1-\nu^2)\gamma(x-x_0)}{L\alpha^3} \quad (b)$$

The particular solution of this equation is

$$w_1 = - \frac{\gamma a^2 x - x_0}{E\alpha} \quad (c)$$

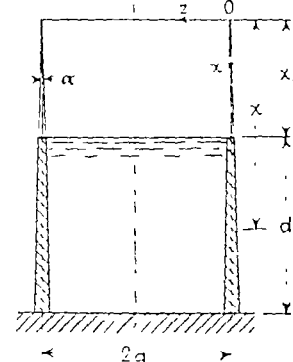


FIG. 248

This solution represents the radial expansion of a shell with free edges under the internal pressure  $\gamma(x-x_0)$ . As a result of the displacement (c) a certain amount of bending of the generatrices of the cylinder occurs. The corresponding bending moment is

$$M_x = -D \frac{d^2 w_1}{dx^2} = - \frac{\gamma \alpha^2 a^2 x_0}{6(1-\nu^2)} \quad (d)$$

This moment is independent of  $x$  and is in all practical cases of such small magnitude that its action can usually be neglected.

To obtain the complete solution of Eq. (b) we have to add to the particular solution (c) the solution of the homogeneous equation

$$\frac{d^2}{dx^2} \left( x^3 \frac{d^2 w}{dx^2} \right) + \frac{12(1-\nu^2)}{\alpha^2 a^2} x w = 0$$

<sup>1</sup> An approximate method of solving this problem was given by C. Runge, *Z. Math. Physik.*, vol. 51, p. 254, 1904. This method was applied by K. Girkmann in a design of a large welded tank, see *Stahlbau*, vol. 4, p. 25, 1931.

\* H. Reissner, *Beton u. Eisen*, vol. 7, p. 150, 1908, see also W. Flugge, "Statik und Dynamik der Schalen," 2d ed., p. 167, Berlin, 1957. For tanks slightly deviating from the cylindrical form see K. Federhofer, *Osterr. Bauzeitschrift*, vol. 6, p. 149, 1951, and for tanks with thickness varying in accordance with a quadratic law, see Federhofer, *Osterr. Ingr.-Arch.*, vol. 6, p. 43, 1952. A parameter method, akin to that explained in Art. 40, has been used by H. Faure, *Proc. Ninth Congr. Appl. Mech. Brussels*, vol. 6, p. 297, 1957. Many data regarding the design of water tanks are found in W. S. Gray, "Reinforced Concrete Reservoirs and Tanks," London, 1954, and in V. Lewe, "Handbuch für Eisenbetonbau," vol. 9, Berlin, 1934.

which, upon division by  $x$ , can be also written

$$\frac{1}{x} \frac{d^2}{dx^2} \left( x^3 \frac{d^2 w}{dx^2} \right) + \frac{12(1-\nu^2)}{\alpha^2 a^2} w = 0 \quad (e)$$

The solution of this equation of the fourth order can be reduced to that of two equations of the second order<sup>1</sup> if we observe that

$$\frac{1}{x} \frac{d^2}{dx^2} \left( x^3 \frac{d^2 w}{dx^2} \right) = \frac{1}{x} \frac{d}{dx} \left\{ x^2 \frac{d}{dx} \left[ \frac{1}{x} \frac{d}{dx} \left( x^2 \frac{dw}{dx} \right) \right] \right\}$$

For simplification we introduce the following symbols:

$$L(w) = \frac{1}{x} \frac{d}{dx} \left( x^2 \frac{dw}{dx} \right) \quad (f)$$

$$\rho^4 = \frac{12(1-\nu^2)}{\alpha^2 a^2} \quad (g)$$

Equation (e) then becomes

$$L[L(w)] + \rho^4 w = 0 \quad (h)$$

and can be rewritten in one of the two following forms

$$\begin{aligned} L[L(w) + \rho^2 w] - \rho^2 [L(w) + \rho^2 w] &= 0 \\ L[L(w) - \rho^2 w] + \rho^2 [L(w) - \rho^2 w] &= 0 \end{aligned} \quad (i)$$

where  $\rho = \sqrt{-1}$ .

We see that Eq. (h) is satisfied by the solutions of the second-order equations

$$\begin{aligned} L(w) + \rho^2 w &= 0 \\ L(w) - \rho^2 w &= 0 \end{aligned} \quad (j)$$

Assuming that

$$w_1 = \varphi_1 + \rho \varphi_2 \quad w_2 = \varphi_3 + \rho \varphi_4 \quad (l)$$

are the two linearly independent solutions of Eq. (j), it can be seen that

$$w_3 = \varphi_1 - \rho \varphi_2 \quad \text{and} \quad w_4 = \varphi_3 - \rho \varphi_4 \quad (m)$$

are the solutions of Eq. (k). All four solutions (l) and (m) together then represent the complete system of independent solutions of Eq. (h). By using the sums and the differences of solutions (l) and (m), the general solution of Eq. (h) can be represented in the following form

$$w = C_1 \varphi_1 + C_2 \varphi_2 + C_3 \varphi_3 + C_4 \varphi_4 \quad (n)$$

in which  $C_1, C_2, C_3, C_4$  are arbitrary constants. Thus the problem reduces to the determination of four functions  $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4$ , which can all be obtained if the complete solution of either Eq. (j) or Eq. (k) is known.

Taking Eq. (j) and substituting for  $L(w)$  its meaning (f), we obtain

$$x \frac{d^2 w}{dx^2} + 2 \frac{dw}{dx} + \rho^2 w = 0 \quad (o)$$

<sup>1</sup> This reduction was shown by G. Kirchhoff, "Berliner Monatsberichte," p. 815, 1879, see also I. Todhunter and K. Pearson, "A History of the Theory of Elasticity," vol. 2, part 2, p. 92.





By introducing new variables

$$\eta = 2\rho \sqrt{ix} \quad \zeta = w \sqrt{x} \quad (p)$$

Eq. (o) becomes

$$\eta^2 \frac{d^2 \zeta}{d\eta^2} + \eta \frac{d\zeta}{d\eta} + (\eta^2 - 1)\zeta = 0 \quad (r)$$

We take as a solution of this equation the power series

$$\zeta_1 = a_0 + a_1 \eta + a_2 \eta^2 + \dots \quad (s)$$

Substituting this series in Eq. (r) and equating the coefficients of each power of  $\eta$  to zero, we obtain the following relation between the coefficients of series (s)

$$(n^2 - 1)a_n + a_{n-2} = 0 \quad (t)$$

Applying this equation to the first two coefficients and taking  $a_{-1} = a_{-2} = 0$ , we find that  $a_0 = 0$  and that  $a_1$  can be taken equal to any arbitrary constant. Calculating the further coefficients by means of Eq. (t), we find that series (s) is

$$\zeta = C' \frac{\eta}{2} \left[ 1 - \frac{\eta^2}{2 \cdot 4} + \frac{\eta^4}{2 \cdot 1 \cdot 6} - \frac{\eta^6}{2 \cdot (1 \cdot 6)^2 \cdot 8} + \dots \right] = C' J_1(\eta) \quad (u)$$

where  $J_1(\eta)$  is the Bessel function of the first kind and of the first order. For our further discussion it is advantageous to use the relation

$$J_1(\eta) = -\frac{d}{d\eta} \left[ 1 - \frac{\eta^2}{2^2} + \frac{\eta^4}{(2 \cdot 4)^2} - \frac{\eta^6}{(2 \cdot 4 \cdot 6)^2} + \dots \right] = -\frac{dJ_0}{d\eta} \quad (v)$$

in which the series in brackets, denoted by  $J_0$ , is the Bessel function of the first kind and of zero order. Substituting the expression  $2\rho \sqrt{ix}$  for  $\eta$  [see notation (p)] in the series representing  $J_0(\eta)$  and collecting the real and the imaginary terms, we obtain

$$J_0(\eta) = \psi_1(2\rho \sqrt{x}) + i\psi_2(2\rho \sqrt{x}) \quad (w)$$

where

$$\begin{aligned} \psi_1(2\rho \sqrt{x}) &= 1 - \frac{(2\rho \sqrt{x})^4}{(2 \cdot 4)^2} + \frac{(2\rho \sqrt{x})^8}{(2 \cdot 4 \cdot 6 \cdot 8)^2} - \dots \\ \psi_2(2\rho \sqrt{x}) &= -\frac{(2\rho \sqrt{x})^2}{2^2} + \frac{(2\rho \sqrt{x})^6}{(2 \cdot 4 \cdot 6)^2} - \frac{(2\rho \sqrt{x})^{10}}{(2 \cdot 4 \cdot 6 \cdot 8 \cdot 10)^2} + \dots \end{aligned} \quad (294)$$

The solution (u) then gives

$$\zeta_1 = -C'' [\psi_1'(2\rho \sqrt{x}) + i\psi_2'(2\rho \sqrt{x})] \quad (a')$$

where  $\psi_1'$  and  $\psi_2'$  denote the derivatives of the functions (294) with respect to the argument  $2\rho \sqrt{x}$ .

The second integral of Eq. (r) is of a more complicated form. Without derivation it can be represented in the form

$$\zeta_2 = C''' [\psi_1(2\rho \sqrt{x}) + i\psi_2(2\rho \sqrt{x})] \quad (b')$$

TABLE S6 TABLE OF THE  $\psi(x)$  FUNCTIONS

$x$	$\psi_1(x)$	$\psi_2(x)$	$\frac{d\psi_1(x)}{dx}$	$\frac{d\psi_2(x)}{dx}$
0 00	+1 0000	0 0000	0 0000	0 0000
0 10	+1 0000	-0 0025	-0 0001	-0 0500
0 20	+1 0000	-0 0100	-0 0005	-0 1000
0 30	+0 9999	-0 0225	-0 0017	-0 1500
0 40	+0 9996	-0 0400	-0 0040	-0 2000
0 50	+0 9990	-0 0625	-0 0078	-0 2499
0 60	+0 9980	-0 0900	-0 0135	-0 2998
0 70	+0 9962	-0 1224	-0 0214	-0 3496
0 80	+0 9936	-0 1599	-0 0320	-0 3991
0 90	+0 9898	-0 2023	-0 0455	-0 4485
1 00	+0 9844	-0 2496	-0 0624	-0 4974
1 10	+0 9771	-0 3017	-0 0831	-0 5458
1 20	+0 9676	-0 3587	-0 1078	-0 5935
1 30	+0 9554	-0 4204	-0 1370	-0 6403
1 40	+0 9401	-0 4867	-0 1709	-0 6860
1 50	+0 9211	-0 5576	-0 2100	-0 7302
1 60	+0 8979	-0 6327	-0 2545	-0 7727
1 70	+0 8700	-0 7120	-0 3048	-0 8131
1 80	+0 8367	-0 7953	-0 3612	-0 8509
1 90	+0 7975	-0 8821	-0 4238	-0 8857
2 00	+0 7517	-0 9723	-0 4931	-0 9170
2 10	+0 6987	-1 0654	-0 5690	-0 9442
2 20	+0 6377	-1 1610	-0 6520	-0 9661
2 30	+0 5680	-1 2585	-0 7420	-0 9836
2 40	+0 4890	-1 3575	-0 8392	-0 9944
2 50	+0 4000	-1 4572	-0 9436	-0 9983
2 60	+0 3001	-1 5569	-1 0552	-0 9943
2 70	+0 1887	-1 6557	-1 1737	-0 9815
2 80	+0 0651	-1 7529	-1 2993	-0 9589
2 90	-0 0711	-1 8472	-1 4315	-0 9256
3 00	-0 2214	-1 9376	-1 5698	-0 8804
3 10	-0 3855	-2 0228	-1 7141	-0 8223
3 20	-0 5644	-2 1016	-1 8636	-0 7499
3 30	-0 7584	-2 1723	-2 0177	-0 6621
3 40	-0 9680	-2 2334	-2 1755	-0 5577
3 50	-1 1936	-2 2832	-2 3361	-0 4353
3 60	-1 4353	-2 3199	-2 4983	-0 2936
3 70	-1 6933	-2 3413	-2 6608	-0 1315
3 80	-1 9674	-2 3454	-2 8221	+0 0526
3 90	-2 2576	-2 3300	-2 9808	+0 2596



TABLE 86. TABLE OF THE  $\psi(x)$  FUNCTIONS (Continued)

$x$	$\psi_1(x)$	$\psi_2(x)$	$\frac{d\psi_1(x)}{dx}$	$\frac{d\psi_2(x)}{dx}$
4 00	-2 5634	-2 2927	-3 1316	+0 4912
4 10	-2 8843	-2 2309	-3 2819	+0 7482
4 20	-3 2195	-2 1422	-3 4199	+1 0318
4 30	-3 5679	-2 0236	-3 5465	+1 3433
4 40	-3 9283	-1 8726	-3 6587	+1 6833
4 50	-4 2991	-1 6860	-3 7536	+2 0526
4 60	-4 6784	-1 4610	-3 8280	+2 4520
4 70	-5 0639	-1 1916	-3 8782	+2 8818
4 80	-5 4531	-0 8837	-3 9006	+3 3422
4 90	-5 8429	-0 5251	-3 8910	+3 8330
5 00	-6 2301	-0 1160	-3 8454	+4 3512
5 10	-6 6107	+0 3467	-3 7589	+4 9016
5 20	-6 9803	+0 8658	-3 6270	+5 4835
5 30	-7 3341	+1 4413	-3 4446	+6 0893
5 40	-7 6674	+2 0845	-3 2063	+6 7198
5 50	-7 9736	+2 7890	-2 9070	+7 3729
5 60	-8 2466	+3 5597	-2 5409	+8 0453
5 70	-8 4794	+4 3986	-2 1024	+8 7336
5 80	-8 6611	+5 3068	-1 5856	+9 4332
5 90	-8 7937	+6 2854	-0 9844	+10 1394
6 00	-8 8583	+7 3347	-0 2931	+10 8462

in which  $\psi_1'$  and  $\psi_2'$  are the derivatives with respect to the argument  $2\rho\sqrt{x}$  of the following functions

$$\psi_1(2\rho\sqrt{x}) = \frac{1}{2}\psi_1(2\rho\sqrt{x}) - \frac{2}{\pi} \left[ R_1 + \log \frac{\beta 2\rho\sqrt{x}}{2} \psi_2(2\rho\sqrt{x}) \right] \quad (295)$$

$$\psi_2(2\rho\sqrt{x}) = \frac{1}{2}\psi_2(2\rho\sqrt{x}) + \frac{2}{\pi} \left[ R_2 + \log \frac{\beta 2\rho\sqrt{x}}{2} \psi_1(2\rho\sqrt{x}) \right]$$

where

$$R_1 = \left(\frac{2\rho\sqrt{x}}{2}\right)^2 - \frac{S(3)}{(3 \cdot 2)^2} \left(\frac{2\rho\sqrt{x}}{2}\right)^6 + \frac{S(5)}{(5 \cdot 4 \cdot 3 \cdot 2)^2} \left(\frac{2\rho\sqrt{x}}{2}\right)^{10} - \dots$$

$$R_2 = \frac{S(2)}{2^2} \left(\frac{2\rho\sqrt{x}}{2}\right)^4 - \frac{S(4)}{(4 \cdot 3 \cdot 2)^2} \left(\frac{2\rho\sqrt{x}}{2}\right)^8 + \frac{S(6)}{(6 \cdot 5 \cdot 4 \cdot 3 \cdot 2)^2} \left(\frac{2\rho\sqrt{x}}{2}\right)^{12} - \dots$$

$$S(n) = 1 + \frac{1}{2} + \frac{1}{3} + \dots + \frac{1}{n}$$

$\log \beta = 0.57722$

TABLE 86. TABLE OF THE  $\psi(x)$  FUNCTIONS (Continued)

$x$	$\psi_3(x)$	$\psi_4(x)$	$\frac{d\psi_3(x)}{dx}$	$\frac{d\psi_4(x)}{dx}$
0 00	+0 5000	$-\infty$	0 0000	$+\infty$
0 10	+0 4946	-1 5409	-0 0929	+6 3413
0 20	+0 4826	-1 1034	-0 1419	+3 1340
0 30	+0 4667	-0 8513	-0 1746	+2 0498
0 40	+0 4480	-0 6765	-0 1970	+1 4974
0 50	+0 4275	-0 5449	-0 2121	+1 1585
0 60	+0 4058	-0 4412	-0 2216	+0 9273
0 70	+0 3834	-0 3574	-0 2268	+0 7582
0 80	+0 3606	-0 2883	-0 2286	+0 6286
0 90	+0 3377	-0 2308	-0 2276	+0 5258
1 00	+0 3151	-0 1825	-0 2243	+0 4422
1 10	+0 2929	-0 1419	-0 2193	+0 3730
1 20	+0 2713	-0 1076	-0 2129	+0 3149
1 30	+0 2504	-0 0786	-0 2054	+0 2656
1 40	+0 2302	-0 0542	-0 1971	+0 2235
1 50	+0 2110	-0 0337	-0 1882	+0 1873
1 60	+0 1926	-0 0166	-0 1788	+0 1560
1 70	+0 1752	-0 0023	-0 1692	+0 1290
1 80	+0 1588	+0 0094	-0 1594	+0 1056
1 90	+0 1433	+0 0189	-0 1496	+0 0854
2 00	+0 1289	+0 0265	-0 1399	+0 0679
2 10	+0 1153	+0 0325	-0 1304	+0 0527
2 20	+0 1026	+0 0371	-0 1210	+0 0397
2 30	+0 0911	+0 0405	-0 1120	+0 0285
2 40	+0 0804	+0 0429	-0 1032	+0 0189
2 50	+0 0705	+0 0444	-0 0948	+0 0109
2 60	+0 0614	+0 0451	-0 0868	+0 0039
2 70	+0 0531	+0 0452	-0 0791	-0 0018
2 80	+0 0455	+0 0447	-0 0719	-0 0066
2 90	+0 0387	+0 0439	-0 0650	-0 0105
3 00	+0 0326	+0 0427	-0 0586	-0 0137
3 10	+0 0270	+0 0412	-0 0526	-0 0161
3 20	+0 0220	+0 0394	-0 0469	-0 0180
3 30	+0 0176	+0 0376	-0 0417	-0 0194
3 40	+0 0137	+0 0356	-0 0369	-0 0204
3 50	+0 0102	+0 0335	-0 0325	-0 0210
3 60	+0 0072	+0 0314	-0 0284	-0 0213
3 70	+0 0045	+0 0293	-0 0246	-0 0213
3 80	+0 0022	+0 0271	-0 0212	-0 0210
3 90	+0 0003	+0 0251	-0 0180	-0 0206



TABLE S6 TABLE OF THE  $\psi(x)$  FUNCTIONS (Continued)

$x$	$\psi_3(x)$	$\psi_4(x)$	$\frac{d\psi_3(x)}{dx}$	$\frac{d\psi_4(x)}{dx}$
4 00	-0 0014	+0 0230	-0 0152	-0 0200
4 10	-0 0028	+0 0211	-0 0127	-0 0193
4 20	-0 0039	+0 0192	-0 0104	-0 0185
4 30	-0 0049	+0 0174	-0 0083	-0 0177
4 40	-0 0056	+0 0156	-0 0065	-0 0168
4 50	-0 0062	+0 0140	-0 0049	-0 0158
4 60	-0 0066	+0 0125	-0 0035	-0 0148
4 70	-0 0069	+0 0110	-0 0023	-0 0138
4 80	-0 0071	+0 0097	-0 0012	-0 0129
4 90	-0 0071	+0 0085	-0 0003	-0 0119
5 00	-0 0071	+0 0073	+0 0005	-0 0109
5 10	-0 0070	+0 0063	+0 0012	-0 0100
5 20	-0 0069	+0 0053	+0 0017	-0 0091
5 30	-0 0067	+0 0044	+0 0022	-0 0083
5 40	-0 0065	+0 0037	+0 0025	-0 0075
5 50	-0 0062	+0 0029	+0 0028	-0 0067
5 60	-0 0059	+0 0023	+0 0030	-0 0060
5 70	-0 0056	+0 0017	+0 0032	-0 0053
5 80	-0 0053	+0 0012	+0 0033	-0 0047
5 90	-0 0049	+0 0008	+0 0033	-0 0041
6 00	-0 0046	+0 0004	+0 0033	-0 0036

Having solutions (a') and (b') of Eq (r), we conclude that the general solution (n) of Eq (e) is

$$w = \frac{\xi}{\sqrt{x}} = \frac{1}{\sqrt{x}} [C_1\psi'_1(2\rho\sqrt{x}) + C_2\psi'_2(2\rho\sqrt{x}) + C_3\psi'_3(2\rho\sqrt{x}) + C_4\psi'_4(2\rho\sqrt{x})] \quad (c')$$

Numerical values of the functions  $\psi_1, \psi_2, \psi_3, \psi_4$  and their first derivatives are given in Table S6. A graphical representation of the functions  $\psi_1, \psi_2, \psi_3, \psi_4$  is given in Fig 249. It is seen that the values of these functions increase or decrease rapidly as the distance from the end increases. This indicates that in calculating the constants of integration in solution (c') we can very often proceed as we did with functions (281), i.e., by considering the cylinder as an infinitely long one and using at each edge only two of the four constants in solution (c').

<sup>1</sup>This table was calculated by F Schleicher, see "Kreisplatten auf elastischer Unterlage," Berlin, 1926. The well-known Kelvin functions may be used in place of the functions  $\psi$ , to which they relate as follows:  $\psi_1(x) = \text{ber } x, \psi_2(x) = -\text{bei } x, \psi_3(x) = -(2/\pi) \text{kei } x, \psi_4(x) = -(2/\pi) \text{ker } x$ . For more accurate tables of the functions under consideration see p 266.

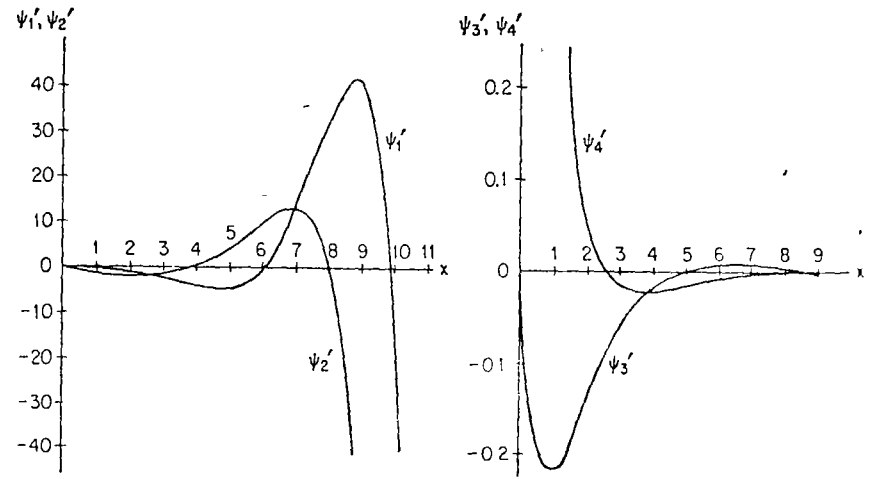


FIG 249

In applying the general theory to particular cases, the calculation of the derivatives of  $w$  is simplified if we use the following relations.

$$\begin{aligned} \psi_1''(\xi) &= \psi_2(\xi) - \frac{1}{\xi} \psi_1'(\xi) \\ \psi_2''(\xi) &= -\psi_1(\xi) - \frac{1}{\xi} \psi_2'(\xi) \\ \psi_3''(\xi) &= \psi_4(\xi) - \frac{1}{\xi} \psi_3'(\xi) \\ \psi_4''(\xi) &= -\psi_3(\xi) - \frac{1}{\xi} \psi_4'(\xi) \end{aligned} \quad (d')$$

where the symbol  $\xi$  is used in place of  $2\rho\sqrt{x}$ . From expression (c') we then obtain

$$N_\varphi = -\frac{Eh}{a} w = -\frac{E\alpha}{a} \sqrt{x} [C_1\psi'_1(\xi) + C_2\psi'_2(\xi) + C_3\psi'_3(\xi) + C_4\psi'_4(\xi)] \quad (e')$$

$$\begin{aligned} \frac{dw}{dx} &= \frac{1}{2x\sqrt{x}} \{C_1[\xi\psi_2(\xi) - 2\psi_1'(\xi)] - C_2[\xi\psi_1(\xi) + 2\psi_2'(\xi)] \\ &\quad + C_3[\xi\psi_4(\xi) - 2\psi_3'(\xi)] - C_4[\xi\psi_3(\xi) + 2\psi_4'(\xi)]\} \quad (f') \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_x = -D \frac{d^2w}{dx^2} &= -\frac{E\alpha^3}{48(1-\nu^2)} \sqrt{x} \{C_1[\xi^2\psi_2'(\xi) - 4(\xi)\psi_2(\xi) + 8\psi_1'(\xi)] \\ &\quad - C_2[\xi^2\psi_1'(\xi) - 4(\xi)\psi_1(\xi) - 8\psi_2'(\xi)] \\ &\quad + C_3[\xi^2\psi_4'(\xi) - 4(\xi)\psi_4(\xi) + 8\psi_3'(\xi)] \\ &\quad - C_4[\xi^2\psi_3'(\xi) - 4(\xi)\psi_3(\xi) - 8\psi_4'(\xi)]\} \quad (g') \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Q_x = \frac{dM_x}{dx} &= \frac{E\alpha^3\rho^2}{24(1-\nu^2)} \sqrt{x} \{C_1[\xi\psi_1(\xi) + 2\psi_2'(\xi)] \\ &\quad + C_2[\xi\psi_2(\xi) - 2\psi_1'(\xi)] + C_3[\xi\psi_3(\xi) + 2\psi_4'(\xi)] + C_4[\xi\psi_4(\xi) - 2\psi_3'(\xi)]\} \quad (h') \end{aligned}$$

By means of these formulas the deflections and the stresses can be calculated at any point, provided the constants  $C_1, C_2, C_3, C_4$  are determined from the edge condi-



tions The values of the functions  $\psi_1, \dots, \psi_4$  and their derivatives are to be taken from Table 86 if  $2\rho\sqrt{x} \leq 6$ . For larger values of the argument, the following asymptotic expressions are sufficiently accurate

$$\begin{aligned}\psi_1(\xi) &\approx \frac{1}{\sqrt{2\pi\xi}} e^{\xi/\sqrt{2}} \cos\left(\frac{\xi}{\sqrt{2}} - \frac{\pi}{8}\right) \\ \psi_2(\xi) &\approx -\frac{1}{\sqrt{2\pi\xi}} e^{\xi/\sqrt{2}} \sin\left(\frac{\xi}{\sqrt{2}} - \frac{\pi}{8}\right) \\ \psi_1'(\xi) &\approx \frac{1}{\sqrt{2\pi\xi}} e^{\xi/\sqrt{2}} \cos\left(\frac{\xi}{\sqrt{2}} + \frac{\pi}{8}\right) \\ \psi_2'(\xi) &\approx -\frac{1}{\sqrt{2\pi\xi}} e^{\xi/\sqrt{2}} \sin\left(\frac{\xi}{\sqrt{2}} + \frac{\pi}{8}\right) \\ \psi_3(\xi) &\approx \sqrt{\frac{2}{\pi\xi}} e^{-\xi/\sqrt{2}} \sin\left(\frac{\xi}{\sqrt{2}} + \frac{\pi}{8}\right) \\ \psi_4(\xi) &\approx -\sqrt{\frac{2}{\pi\xi}} e^{-\xi/\sqrt{2}} \cos\left(\frac{\xi}{\sqrt{2}} + \frac{\pi}{8}\right) \\ \psi_3'(\xi) &\approx -\sqrt{\frac{2}{\pi\xi}} e^{-\xi/\sqrt{2}} \sin\left(\frac{\xi}{\sqrt{2}} - \frac{\pi}{8}\right) \\ \psi_4'(\xi) &\approx \sqrt{\frac{2}{\pi\xi}} e^{-\xi/\sqrt{2}} \cos\left(\frac{\xi}{\sqrt{2}} - \frac{\pi}{8}\right)\end{aligned}\quad (296)$$

As an example, consider a cylindrical tank of the same general dimensions as that used in the preceding article (page 487) and assume that the thickness of the wall varies from 14 in. at the bottom to  $3\frac{1}{2}$  in. at the top. In such a case the distance of the origin of the coordinates (Fig. 248) from the bottom of the tank is

$$d + x_0 = \frac{3}{4}d = 416 \text{ in.}$$

Hence,  $(2\rho\sqrt{x})_{x=x_0+d} = 21.45$ . For such a large value of the argument, the functions  $\psi_1, \dots, \psi_4$  and their first derivatives can be replaced by their asymptotic expressions (296). The deflection and the slope at the bottom of the tank corresponding to the particular solution (c) are

$$(w_1)_{x=x_0+d} = -\frac{\gamma a^2}{E\alpha} \frac{d}{d+x_0} \quad \left(\frac{dw_1}{dx}\right)_{x=x_0+d} = -\frac{\gamma a^2}{E\alpha} \frac{x_0}{(x_0+d)^2} \quad (c')$$

Considering the length of the cylindrical shell in the axial direction as very large, we take the constants  $C_3$  and  $C_4$  in solution (c') as equal to zero and determine the constants  $C_1$  and  $C_2$  so as to make the deflection and the slope at the bottom of the shell equal to zero. These requirements give us the two following equations

$$\begin{aligned}\frac{1}{\sqrt{x}} [C_1\psi_1'(2\rho\sqrt{x}) + C_2\psi_2'(2\rho\sqrt{x})]_{x=x_0+d} &= \frac{\gamma a^2}{E\alpha} \frac{d}{d+x_0} \\ -\frac{1}{2x\sqrt{x}} [C_1[2\rho\sqrt{x}\psi_1(2\rho\sqrt{x}) - 2\psi_1'(2\rho\sqrt{x})] - C_2[2\rho\sqrt{x}\psi_2(2\rho\sqrt{x}) \\ &+ 2\psi_2'(2\rho\sqrt{x})]_{x=x_0+d} = \frac{\gamma a^2}{E\alpha} \frac{x_0}{(d+x_0)^2}\end{aligned}\quad (c'')$$

Calculating the values of functions  $\psi_1, \psi_2$  and their derivatives from the asymptotic formulas (296) and substituting the resulting values in Eqs. (c''), we obtain

$$\begin{aligned}C_1 &= -269 \frac{\gamma a^2}{E\alpha} \frac{1}{\sqrt{d+x_0}} N \\ C_2 &= -299 \frac{\gamma a^2}{E\alpha} \frac{1}{\sqrt{d+x_0}} N \\ \text{where } N &= (e^{-\xi/\sqrt{2}} \sqrt{2\pi\xi})_{\xi=21.45}\end{aligned}$$

Substituting these values of the constants in expression (g') we find for the bending moment at the bottom

$$M_0 = 13,900 \text{ lb-in. per in.}$$

In the same manner, by using expression (h'), we find the magnitude of the shearing force at the bottom of the tank as

$$Q_0 = 527 \text{ lb. per in.}$$

These results do not differ much from the values obtained earlier for a tank with uniform wall thickness (page 487).

**119 Thermal Stresses in Cylindrical Shells** *Uniform Temperature Distribution* If a cylindrical shell with free edges undergoes a uniform temperature change, no thermal stresses will be produced. But if the edges are supported or clamped, free expansion of the shell is prevented, and local bending stresses are set up at the edges. Knowing the thermal expansion of a shell when the edges are free, the values of the reactive moments and forces at the edges for any kind of symmetrical support can be readily obtained by using Eqs. (279) and (280), as was done in the cases shown in Fig. 241.

*Temperature Gradient in the Radial Direction* Assume that  $t_1$  and  $t_2$  are the uniform temperatures of the cylindrical wall at the inside and the outside surfaces, respectively, and that the variation of the temperature through the thickness is linear. In such a case, at points at a large distance from the ends of the shell, there will be no bending, and the stresses can be calculated by using Eq. (51), which was derived for clamped plates (see page 50). Thus the stresses at the outer and the inner surfaces are

$$\sigma_x = \sigma_\phi = \pm \frac{E\alpha(t_1 - t_2)}{2(1-\nu)} \quad (a)$$

where the upper sign refers to the outer surface, indicating that a tensile stress will act on this surface if  $t_1 > t_2$ .

Near the ends there will usually be some bending of the shell, and the total thermal stresses will be obtained by superposing upon (a) such stresses as are necessary to satisfy the boundary conditions. Let us consider, as an example, the condition of free edges, in which case the stresses  $\sigma_x$  must vanish at the ends. In calculating the stresses and deformations





in this case we observe that at the edge the stresses (a) result in uniformly distributed moments  $M_0$  (Fig 250a) of the amount

$$M_0 = - \frac{E\alpha(t_1 - t_2)h^2}{12(1 - \nu)} \quad (b)$$

To obtain a free edge, moments of the same magnitude but opposite in direction must be superposed (Fig 250b) Hence the stresses at a free edge are obtained by superposing upon the stresses (a) the stresses produced by the moments  $-M_0$  (Fig 250b) These latter stresses can be readily calculated by using solution (278) From this solution it follows that

$$(M_x)_{r=0} = \frac{E\alpha(t_1 - t_2)h^2}{12(1 - \nu)} \quad (M_\varphi)_{r=0} = \nu(M_x)_{r=0} = \frac{\nu E\alpha(t_1 - t_2)h^2}{12(1 - \nu)} \quad (c)$$

$$(N_x)_{r=0} = - \frac{Eh}{a} (w)_{r=0} = \frac{Eh}{a} \frac{M_0}{2\beta^2 D} = \frac{Eh\alpha(t_1 - t_2)}{2\sqrt{3}(1 - \nu)} \sqrt{1 - \nu^2} \quad (d)$$

It is seen that at the free edge the maximum thermal stress acts in the circumferential direction and is obtained by adding to the stress (a) the stresses produced by the moment  $M_\varphi$  and the force  $N_x$  Assuming that  $t_1 > t_2$ , we thus obtain

$$(\sigma_\varphi)_{max} = \frac{E\alpha(t_1 - t_2)}{2(1 - \nu)} \left( 1 - \nu + \frac{\sqrt{1 - \nu^2}}{\sqrt{3}} \right) \quad (e)$$

For  $\nu = 0.3$  this stress is about 25 per cent greater than the stress (a) calculated at points at a large distance from the ends We can therefore conclude that if a crack will occur in a brittle material such as glass due to a temperature difference  $t_1 - t_2$ , it will start at the edge and will proceed in the axial direction In a similar manner the stresses can also be calculated in cases in which the edges are clamped or supported<sup>1</sup>

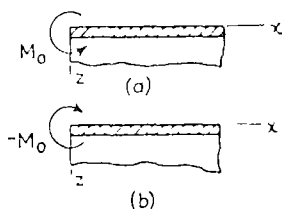


FIG. 250

*Temperature Gradient in the Axial Direction*

If the temperature is constant through the thickness of the wall but varies along the length of the cylinder, the problem can be easily reduced to the solution of Eq (274)<sup>2</sup> Let  $t = F(x)$  be the increase of the temperature of the shell from a certain uniform initial temperature Assuming that the shell is divided into infinitely thin rings by planes perpendicular to the  $x$  axis and denoting the radius of the shell by  $a$  the radial expansion of the rings due to the temperature change is  $\alpha a F(x)$ .

<sup>1</sup> Several examples of this kind are discussed in the paper by C H Kent, *Trans. A.S.M.E.*, vol 53, p 167, 1931

<sup>2</sup> See Timoshenko and Lessells, "Applied Elasticity," p 146, 1925

This expansion can be eliminated and the shell can be brought to its initial diameter by applying an external pressure of an intensity  $Z$  such that

$$\frac{a^2 Z}{Eh} = \alpha a F(x)$$

which gives

$$Z = \frac{Eh\alpha}{a} F(x) \quad (f)$$

A load of this intensity entirely arrests the thermal expansion of the shell and produces in it only circumferential stresses having a magnitude

$$\sigma_\varphi = - \frac{aZ}{h} = - E\alpha F(x) \quad (g)$$

To obtain the total thermal stresses, we must superpose on the stresses (g) the stresses that will be produced in the shell by a load of the intensity  $-Z$ . This latter load must be applied in order to make the lateral surface of the shell free from the external load given by Eq (f) The stresses produced in the shell by the load  $-Z$  are obtained by the integration of the differential equation (276), which in this case becomes

$$\frac{d^4 w}{dx^4} + 4\beta^4 w = - \frac{Eh\alpha}{Da} F(x) \quad (h)$$

As an example of the application of this equation let us consider a long cylinder, as shown in Fig 251a, and assume that the part of the cylinder to the right of the cross section  $mn$  has a constant temperature  $t_0$ , whereas that to the left side has a temperature that decreases linearly to a temperature  $t_1$  at the end  $x = b$  according to the relation

$$t = t_0 - \frac{(t_0 - t_1)x}{b}$$

The temperature change at a point in this portion is thus

$$F(x) = t - t_0 = - \frac{(t_0 - t_1)x}{b} \quad (i)$$

Substituting this expression for the temperature change in Eq (h), we find that the particular solution of that equation is

$$w_1 = \frac{\alpha a}{b} (t_0 - t_1)x \quad (j)$$

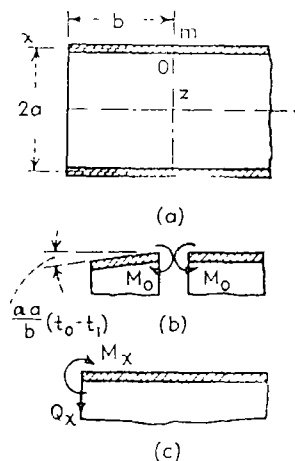


FIG. 251



The displacement corresponding to this particular solution is shown in Fig 251b, which indicates that there is at the section  $mn$  an angle of discontinuity of the magnitude

$$\frac{w_1}{x} = \frac{\alpha a}{b} (t_0 - t_1) \quad (k)$$

To remove this discontinuity the moments  $M_0$  must be applied. Since the stress  $\sigma_\varphi$  corresponding to the particular solution (j) cancels the stresses (g), we conclude that the stresses produced by the moments  $M_0$  are the total thermal stresses resulting from the above-described decrease in temperature. If the distances of the cross section  $mn$  from the ends of the cylinder are large, the magnitude of the moment  $M_0$  can be obtained at once from Eq (280) by substituting

$$Q_0 = 0 \quad \left( \frac{dw_1}{dx} \right)_{x=0} = -\frac{\alpha a}{2b} (t_0 - t_1)$$

to obtain<sup>1</sup>

$$M_0 = -\beta D \frac{\alpha a}{2b} (t_0 - t_1) \quad (l)$$

Substituting for  $\beta$  its value from expression (275) and taking  $\nu = 0.3$ , we find that the maximum thermal stress is

$$(\sigma_x)_{\max} = \frac{6M_0}{h^2} = 0.353 \frac{E\alpha}{b} \sqrt{ah} (t_0 - t_1) \quad (m)$$

It was assumed in this calculation that the length  $b$  to the end of the cylinder is large. If this is not the case, a correction to the moment (l) must be calculated as follows. In an infinitely long shell the moment  $M_0$  produces at the distance  $x = b$  a moment and a shearing force (Fig 251c)<sup>2</sup> that are given by the general solution (282) as

$$\begin{aligned} M_x &= -D \frac{d^2w}{dx^2} = M_0 \varphi(\beta b) \\ Q_x &= -D \frac{d^3w}{dx^3} = -2\beta M_0 \zeta(\beta b) \end{aligned} \quad (n)$$

Since at the distance  $x = b$  we have a free edge, it is necessary to apply there a moment and a force of the magnitude

$$-M_x = -M_0 \varphi(\beta b) \quad -Q_x = 2\beta M_0 \zeta(\beta b) \quad (o)$$

in order to eliminate the forces (n) (Fig 251c).

<sup>1</sup> If  $t_0 - t_1$  is positive, as was assumed in the derivation,  $M_0$  is negative and thus has the direction shown in Fig 251b.

<sup>2</sup> The directions  $M_x$  and  $Q_x$  shown in Fig 251c are the positive directions if the  $x$  axis has the direction shown in Fig. 251a.

The moment produced by the forces (o) at the cross section  $mn$  gives the desired correction  $\Delta M_0$  which is to be applied to the moment (l). Its value can be obtained from the third of the equations (282) if we substitute in it  $-M_0 \varphi(\beta b)$  for  $M_0$  and  $-2\beta M_0 \zeta(\beta b)$ \* for  $Q_0$ . These substitutions give

$$\Delta M = -D \frac{d^2w}{dx^2} = -M_0 [\varphi(\beta b)]^2 - 2M_0 [\zeta(\beta b)]^2 \quad (p)$$

As a numerical example, consider a cast-iron cylinder having the following dimensions  $a = 9\frac{1}{8}$  in,  $h = 1\frac{3}{8}$  in,  $b = 1\frac{1}{4}$  in,  $\alpha = 101 \cdot 10^{-7}$ ,  $E = 11 \cdot 10^6$  psi,

$$t_0 - t_1 = 180^\circ\text{C}$$

The formula (m) then gives

$$\sigma_{\max} = 7,720 \text{ psi} \quad (q)$$

In calculating the correction (p), we have

$$\beta = \sqrt{\frac{\zeta(1-\nu^2)}{a^2 h^2}} = \frac{1}{2.84} (\text{in})^{-1} \quad \beta b = 1.50$$

and, from Table S1,

$$\varphi(\beta b) = 0.238 \quad \zeta(\beta b) = 0.223$$

Hence, from Eq (p),

$$\Delta M = -M_0(0.238^2 + 2 \cdot 0.223^2) = -0.156M_0$$

This indicates that the above-calculated maximum stress (q) must be diminished by 15.6 per cent to obtain the correct maximum value of the thermal stress.

The method shown here for the calculation of thermal stresses in the case of a linear temperature gradient ( $t$ ) can also be easily applied in cases in which  $F(x)$  has other than a linear form.

**120. Inextensional Deformation of a Circular Cylindrical Shell.**<sup>1</sup> If the ends of a thin circular cylindrical shell are free and the loading is not symmetrical with respect to the axis of the cylinder, the deformation consists principally in bending. In such cases the magnitude of deflection can be obtained with sufficient accuracy by neglecting entirely the strain in the middle surface of the shell. An example of such a loading condition is shown in Fig 252. The shortening of the vertical diameter along which the forces  $P$  act can be found with good accuracy by considering only the bending of the shell and assuming that the middle surface is inextensional.

Let us first consider the limitations to which the components of displacement are subject if the deformation of a cylindrical shell is to be inextensional. Taking an element in the middle surface of the shell at a point  $O$  and directing the coordinate axes as shown in Fig 253, we shall

\* The opposite sign to that in expression (o) is used here, since Eqs. 282 are derived for the direction of the  $x$  axis opposite to that shown in Fig 251a.

<sup>1</sup> The theory of inextensional deformations of shells is due to Lord Rayleigh, *Proc. London Math. Soc.*, vol. 13, 1881, and *Proc. Roy. Soc. (London)*, vol. 15, 1889.



denote by  $u, v,$  and  $w$  the components in the  $x, y,$  and  $z$  directions of the displacement of the point  $O$ . The strain in the  $x$  direction is then

$$\epsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x} \tag{a}$$

In calculating the strain in the circumferential direction we use Eq (a) (Art 108, page 446) Thus,

$$\epsilon_\varphi = \frac{1}{a} \frac{\partial v}{\partial \varphi} - \frac{w}{a} \tag{b}$$

The shearing strain in the middle surface can be expressed by

$$\gamma_{x\varphi} = \frac{\partial u}{a \partial \varphi} + \frac{\partial v}{\partial x} \tag{c}$$

which is the same as in the case of small deflections of plates except that  $a d\varphi$  takes the place of  $dy$ . The condition that the deformation is inexten-

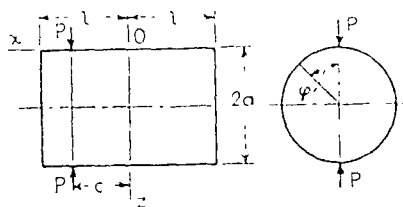


FIG. 252

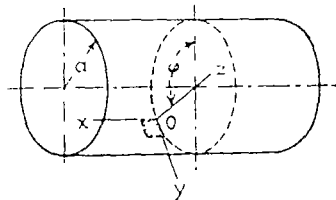


FIG. 253

sional then requires that the three strain components in the middle surface must vanish, i.e.,

$$\frac{\partial u}{\partial x} = 0 \quad \frac{1}{a} \frac{\partial v}{\partial \varphi} - \frac{w}{a} = 0 \quad \frac{\partial u}{a \partial \varphi} + \frac{\partial v}{\partial x} = 0 \tag{d}$$

These requirements are satisfied if we take the displacements in the following form

$$\begin{aligned} u_1 &= 0 \\ v_1 &= a \sum_{n=1}^{\infty} (a_n \cos n\varphi - a'_n \sin n\varphi) \\ w_1 &= -a \sum_{n=1}^{\infty} n(a_n \sin n\varphi + a'_n \cos n\varphi) \end{aligned} \tag{e}$$

where  $a$  is the radius of the middle surface of the shell,  $\varphi$  the central angle, and  $a_n$  and  $a'_n$  constants that must be calculated for each particular case of loading. The displacements (e) represent the case in which all

cross sections of the shell deform identically. On these displacements we can superpose displacements two of which vary along the length of the cylinder and which are given by the following series

$$\begin{aligned} u_2 &= -a \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{n} (b_n \sin n\varphi + b'_n \cos n\varphi) \\ v_2 &= x \sum_{n=1}^{\infty} (b_n \cos n\varphi - b'_n \sin n\varphi) \\ w_2 &= -x \sum_{n=1}^{\infty} n(b_n \sin n\varphi + b'_n \cos n\varphi) \end{aligned} \tag{f}$$

It can be readily proved by substitution in Eqs (d) that these expressions also satisfy the conditions of inextensibility. Thus the general expressions for displacements in inextensional deformation of a cylindrical shell are

$$u = u_1 + u_2 \quad v = v_1 + v_2 \quad w = w_1 + w_2 \tag{g}$$

In calculating the inextensional deformations of a cylindrical shell under the action of a given system of forces, it is advantageous to use the energy method. To establish the required expression for the strain energy of bending of the shell, we begin with the calculation of the changes of curvature of the middle surface of the shell. The change of curvature in the direction of the generatrix is equal to zero, since, as can be seen from expressions (e) and (f), the generatrices remain straight. The change of curvature of the circumference is obtained by comparing the curvature of an element  $mn$  of the circumference (Fig 254) before deformation with that of the corresponding element  $m_1n_1$  after deformation. Before deformation the curvature in the circumferential direction is

$$\frac{\partial \varphi}{\partial s} = \frac{\partial \varphi}{a \partial \varphi} = \frac{1}{a}$$

The curvature of the element  $m_1n_1$  after deformation is

$$\frac{\partial \varphi_1}{\partial s_1} \approx \frac{d\varphi + \frac{\partial^2 w}{\partial s^2} ds}{(a - w) d\varphi}$$

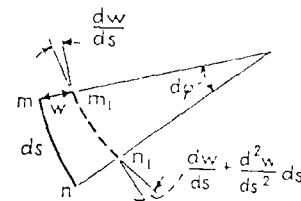


FIG. 254



Hence the change in curvature is

$$\chi_\varphi = \frac{d\varphi + \frac{\partial^2 w}{\partial s^2} ds}{(a-w)d\varphi} - \frac{d\varphi}{a d\varphi} \approx \frac{1}{a^2} \left( w + \frac{\partial^2 w}{\partial \varphi^2} \right)$$

By using the second of the equations (d) we can also write

$$\chi_\varphi = \frac{1}{a^2} \left( \frac{\partial v}{\partial \varphi} + \frac{\partial^2 w}{\partial \varphi^2} \right) \quad (h)$$

The bending moment producing this change in curvature is

$$M_\varphi = -\frac{D}{a^2} \left( \frac{\partial v}{\partial \varphi} + \frac{\partial^2 w}{\partial \varphi^2} \right)$$

and the corresponding strain energy of bending per unit area can be calculated as in the discussion of plates (see page 46) and is equal to

$$\frac{D}{2a^4} \left( \frac{\partial v}{\partial \varphi} + \frac{\partial^2 w}{\partial \varphi^2} \right)^2 = \frac{D}{2a^4} \left( w + \frac{\partial^2 w}{\partial \varphi^2} \right)^2 \quad (i)$$

In addition to bending, there will be a twist of each element such as that shown at point *O* in Fig. 253. In calculating this twist we note that during deformation an element of a generatrix rotates<sup>1</sup> through an angle equal to  $-\partial w/\partial x$  about the *y* axis and through an angle equal to  $\partial v/\partial x$  about the *z* axis. Considering a similar element of a generatrix at a circumferential distance  $a d\varphi$  from the first one, we see that its rotation about the *y* axis, as a result of the displacement *w*, is

$$-\frac{\partial w}{\partial x} - \frac{\partial^2 w}{\partial \varphi \partial x} d\varphi \quad (j)$$

The rotation of the same element in the plane tangent to the shell is

$$\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial \left( \frac{\partial v}{\partial \varphi} \right)}{\partial \varphi} d\varphi$$

Because of the central angle  $d\varphi$  between the two elements, the latter rotation has a component with respect to the *y* axis equal to<sup>2</sup>

$$-\frac{\partial v}{\partial x} d\varphi \quad (k)$$

From results (j) and (k) we conclude that the total angle of twist between the two elements under consideration is

$$-\chi_{xz} a d\varphi = -\left( \frac{\partial^2 w}{\partial \varphi \partial x} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) d\varphi$$

<sup>1</sup> In determining the sign of rotation the right-hand screw rule is used

<sup>2</sup> A small quantity of second order is neglected in this expression

and that the amount of strain energy per unit area due to twist is (see page 47)

$$\frac{D(1-\nu)}{a^2} \left( \frac{\partial^2 w}{\partial \varphi \partial x} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 \quad (l)$$

Adding together expressions (i) and (l) and integrating over the surface of the shell, the total strain energy of a cylindrical shell undergoing an extensional deformation is found to be

$$V = \frac{D}{2a^4} \iint \left[ \left( \frac{\partial v}{\partial \varphi} + \frac{\partial^2 w}{\partial \varphi^2} \right)^2 + 2(1-\nu)a^2 \left( \frac{\partial^2 w}{\partial \varphi \partial x} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 \right] a d\varphi dx$$

Substituting for *w* and *v* their expressions (g) and integrating, we find for a cylinder of a length 2*l* (Fig. 252) the following expression for strain energy

$$V = \pi D l \sum_{n=2}^{\infty} \frac{(n^2-1)^2}{a^4} \left\{ n^2 \left[ a^2(a_n^2 + a_n'^2) + \frac{1}{3} l^2(b_n^2 + b_n'^2) \right] + 2(1-\nu)a^2(b_n^2 + b_n'^2) \right\} \quad (297)$$

This expression does not contain a term with  $n=1$ , since the corresponding displacements

$$\begin{aligned} v_1 &= a(a_1 \cos \varphi - a_1' \sin \varphi) \\ w_1 &= -a(a_1 \sin \varphi + a_1' \cos \varphi) \end{aligned} \quad (m)$$

represent the displacement of the circle in its plane as a rigid body. The vertical and horizontal components of this displacement are found by substituting  $\varphi = \pi/2$  in expressions (m) to obtain

$$(v_1)_{\varphi=\pi/2} = -aa_1' \quad (w_1)_{\varphi=\pi/2} = -aa_1$$

Such a displacement does not contribute to the strain energy

The same conclusion can also be made regarding the displacements represented by the terms with  $n=1$  in expressions (f)

Let us now apply expression (297) for the strain energy to the calculation of the deformation produced in a cylindrical shell by two equal and opposite forces *P* acting along a diameter at a distance *c* from the middle<sup>1</sup> (Fig. 252). These forces produce work only during radial displacements *u* of their points of application, i.e., at the points  $x=c$ ,  $\varphi=0$ , and  $\varphi=\pi$ . Also, since the terms with coefficients  $a_n$  and  $b_n$  in the expressions for  $w_1$  and  $v_1$  [see Eqs. (e) and (f)] vanish at these points, only terms with coefficients  $a_n'$  and  $b_n'$  will enter in the expression for deformation. By using the

<sup>1</sup> The case of a cylindrical shell reinforced by elastic rings with two opposite forces acting along a diameter of every ring was discussed by R. S. Levy, *J. Appl. Mechanics*, vol. 15, p. 30, 1948.





principle of virtual displacements, the equations for calculating the coefficients  $a'_n$  and  $b'_n$  are found to be

$$\frac{\partial V}{\partial a'_n} \delta a'_n = -na \delta a'_n (1 + \cos n\pi) P$$

$$\frac{\partial V}{\partial b'_n} \delta b'_n = -nc \delta b'_n (1 + \cos n\pi) P$$

Substituting expression (297) for  $V$ , we obtain, for the case where  $n$  is an even number,

$$a'_n = -\frac{a^2 l'}{n(n^2 - 1)^2 \pi D l} \quad (n)$$

$$b'_n = -\frac{na P a^3}{(n^2 - 1)^2 \pi D l [\frac{1}{4} n^2 l^2 + 2(1 - \nu) a^2]}$$

If  $n$  is an odd number, we obtain

$$a'_n = b'_n = 0 \quad (o)$$

Hence in this case, from expressions (c) and (i),

$$u = \frac{P a^3}{\pi D l} \sum_{n=2,4,6} \frac{a c \cos n\varphi}{(n^2 - 1)^2 [\frac{1}{4} n^2 l^2 + 2(1 - \nu) a^2]}$$

$$v = \frac{P a^3}{\pi D l} \sum_{n=2,4,6} \left\{ \frac{1}{n(n^2 - 1)^2} + \frac{nr}{(n^2 - 1)^2 [\frac{1}{4} n^2 l^2 + 2(1 - \nu) a^2]} \right\} \sin n\varphi \quad (p)$$

$$w = \frac{P a^3}{\pi D l} \sum_{n=2,4,6} \left\{ \frac{1}{(n^2 - 1)^2} + \frac{n^2 r}{(n^2 - 1)^2 [\frac{1}{4} n^2 l^2 + 2(1 - \nu) a^2]} \right\} \cos n\varphi$$

If the forces  $P$  are applied at the middle,  $c = 0$  and the shortening of the vertical diameter of the shell is

$$\delta = (w)_{\varphi=0} + (w)_{\varphi=\pi} = \frac{2P a^3}{\pi D l} \sum_{n=2,4,6} \frac{1}{(n^2 - 1)^2} = 0.149 \frac{P a^3}{2Dl} \quad (q)$$

The increase in the horizontal diameter is

$$\delta_1 = -[(w)_{\varphi=\pi/2} + (w)_{\varphi=3\pi/2}] = \frac{2P a^3}{\pi D l} \sum_{n=2,4,6} \frac{(-1)^{n/2-1}}{(n^2 - 1)^2} = 0.137 \frac{P a^3}{2Dl} \quad (r)$$

The change in length of any other diameter can also be readily calculated. The same calculations can also be made if  $c$  is different from zero, and the deflections vary with the distance  $r$  from the middle.

Solution (p) does not satisfy the conditions at the free edges of the shell, since it requires the distribution of moments  $M_x = \nu M_\varphi$  to prevent any bending in meridional planes. This bending is, however, of a local character and does not substantially affect the deflections (q) and (r), which are in satisfactory agreement with experiments.

The method just described for analyzing the inextensional deformation of cylindrical shells can also be used in calculating the deformation of a portion of a cylindrical shell which is cut from a complete cylinder of radius  $a$  by two axial sections making

an angle  $\alpha$  with one another (Fig. 255). For example, taking for the displacements the series

$$u = -\frac{\alpha a}{\pi} \sum \frac{b_n}{n} \sin \frac{n\pi\varphi}{\alpha}$$

$$v = a \sum a_n \cos \frac{n\pi\varphi}{\alpha} + r \sum b_n \cos \frac{n\pi\varphi}{\alpha}$$

$$w = -\frac{\pi a}{\alpha} \sum n a_n \sin \frac{n\pi\varphi}{\alpha} - \frac{r\pi}{\alpha} \sum n b_n \sin \frac{n\pi\varphi}{\alpha}$$

we obtain an inextensional deformation of the shell such that the displacements  $u$  and  $w$  and also the bending moments  $M_\varphi$  vanish along the edges  $mn$  and  $m_1n_1$ . Such conditions are obtained if the shell is supported at points  $m, n, m_1, n_1$  by bars directed radially and is loaded by a load  $P$  in the plane of symmetry. The deflection produced by this load can be found by applying the principle of virtual displacements.

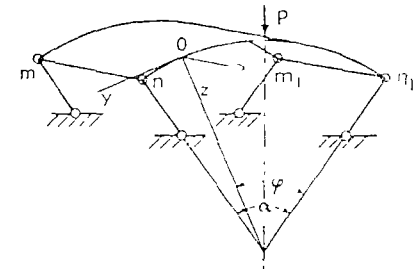


Fig. 255

**121. General Case of Deformation of a Cylindrical Shell**<sup>1</sup> To establish the differential equations for the displacements  $u, v$ , and  $w$  which define

the deformation of a shell, we proceed as in the case of plates. We begin with the equations of equilibrium of an element cut out from the cylindrical shell by two adjacent axial sections and by two adjacent sections perpendicular to the axis of the cylinder (Fig. 253). The corresponding element of the middle surface of the shell after deformation is shown in Fig. 256a and b. In Fig. 256a the resultant forces and in Fig. 256b the

<sup>1</sup> A general theory of bending of thin shells has been developed by A. F. H. Love, see *Phil. Trans. Roy. Soc. (London)*, ser. A, p. 491, 1888, and his book *Elasticity*, 4th ed., chap. 24, p. 515, 1927, see also H. Lamb, *Proc. London Math. Soc.*, vol. 21, p. 133, 1933, L. H. Donnell, *NACA Rept.* 479, 1933 (simplified theory). E. Llorca and J. Batanero, "Cubiertas laminadas cilíndricas," Madrid, 1950, H. Parkus, *Osterr. Ingt.-Arch.*, vol. 6, p. 30, 1951, W. Zerna, *Ingt.-Arch.*, vol. 20, p. 357, 1952, P. Čsonka, *Acta Tech. Acad. Sci. Hung.*, vol. 6, p. 167, 1953. The effect of a concentrated load has been considered by A. Aas-Jakobsen, *Bauingenieur*, vol. 22, p. 343, 1911, by Y. N. Rabotnov, *Doklady Akad. Nauk SSSR*, vol. 3, 1946, and by V. Z. Vlasov, "A General Theory of Shells," Moscow, 1919. For cylindrical shells stiffened by ribs, see N. J. Hoff, *J. Appl. Mechanics*, vol. 11, p. 235, 1944, H. Reissner, Anniversary Volume, Ann Arbor, Mich., 1949, and W. Schnell, *Z. Flugwiss.*, vol. 3, p. 385, 1955. Anisotropic shells (together with a general theory) have been treated by W. Flugge, *Ingt.-Arch.*, vol. 3, p. 463, 1932, also by Vlasov, *op. cit.*, chaps. 11 and 12. For stress distribution around stiffened cutouts, see bibliography in L. S. D. Morley's paper, *Natl. Luchtvaartlab. Rapports*, p. 362, Amsterdam, 1950. A theory of thick cylindrical shells is due to Z. Bazant, *Proc. Assoc. Bridge Structural Engrs.*, vol. 4, 1936.



resultant moments, discussed in Art 104, are shown. Before deformation, the axes  $x$ ,  $y$ , and  $z$  at any point  $O$  of the middle surface had the directions of the generatrix, the tangent to the circumference, and the normal to the middle surface of the shell, respectively. After deformation, which is assumed to be very small, these directions are slightly changed. We then take the  $z$  axis normal to the deformed middle surface, the  $x$  axis in the direction of a tangent to the generatrix, which may have become curved, and the  $y$  axis perpendicular to the  $xz$  plane. The

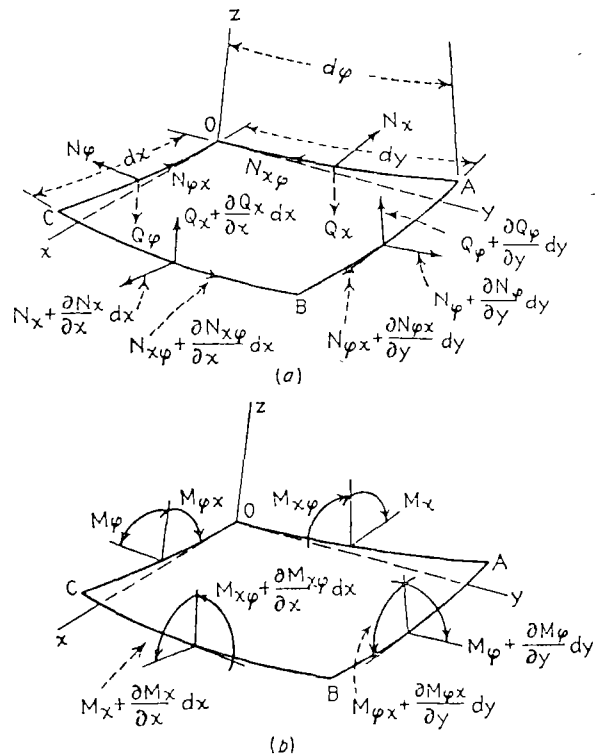


FIG. 256

directions of the resultant forces will also have been slightly changed accordingly, and these changes must be considered in writing the equations of equilibrium of the element  $OABC$ .

Let us begin by establishing formulas for the angular displacements of the sides  $BC$  and  $AB$  with reference to the sides  $OA$  and  $OC$  of the element, respectively. In these calculations we consider the displacements  $u$ ,  $v$ , and  $w$  as very small, calculate the angular motions produced by each of these displacements, and obtain the resultant angular displacement by superposition. We begin with the rotation of the side  $BC$  with respect to the side  $OA$ . This rotation can be resolved into three com-

ponent rotations with respect to the  $x$ ,  $y$ , and  $z$  axes. The rotations of the sides  $OA$  and  $BC$  with respect to the  $x$  axis are caused by the displacements  $v$  and  $w$ . Since the displacements  $v$  represent motion of the sides  $OA$  and  $BC$  in the circumferential direction (Fig. 253), if  $a$  is the radius of the middle surface of the cylinder, the corresponding rotation of side  $OA$  about the  $x$  axis is  $v/a$ , and that of side  $BC$  is

$$\frac{1}{a} \left( v + \frac{\partial v}{\partial x} dx \right)$$

Thus, owing to the displacements  $v$ , the relative angular motion of  $BC$  with respect to  $OA$  about the  $x$  axis is

$$\frac{1}{a} \frac{\partial v}{\partial x} dx \quad (a)$$

Because of the displacements  $w$ , the side  $OA$  rotates about the  $x$  axis through the angle  $\partial w/(a \partial \varphi)$ , and the side  $BC$  through the angle

$$\frac{\partial w}{a \partial \varphi} + \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\partial w}{a \partial \varphi} \right) dx$$

Thus, because of the displacements  $w$ , the relative angular displacement is

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\partial w}{a \partial \varphi} \right) dx \quad (b)$$

Summing up (a) and (b), the relative angular displacement about the  $x$  axis of side  $BC$  with respect to side  $OA$  is

$$\frac{1}{a} \left( \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial \varphi} \right) dx \quad (c)$$

The rotation about the  $y$  axis of side  $BC$  with respect to side  $OA$  is caused by bending of the generatrices in axial planes and is equal to

$$-\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} dx \quad (d)$$

The rotation about the  $z$  axis of side  $BC$  with respect to side  $OA$  is due to bending of the generatrices in tangential planes and is equal to

$$\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} dx \quad (e)$$

The formulas (c), (d), and (e) thus give the three components of rotation of the side  $BC$  with respect to the side  $OA$ .

Let us now establish the corresponding formulas for the angular displacement of side  $AB$  with respect to side  $OC$ . Because of the curvature



of the cylindrical shell, the initial angle between these lateral sides of the element  $OABC$  is  $d\varphi$ . However, because of the displacements  $v$  and  $w$  this angle will be changed. The rotation of the lateral side  $OC$  about the  $x$  axis is

$$\frac{v}{a} + \frac{\partial w}{a \partial \varphi} \quad (f)$$

The corresponding rotation for the lateral side  $AB$  is

$$\frac{v}{a} + \frac{\partial w}{a \partial \varphi} + \frac{d}{d\varphi} \left( \frac{v}{a} + \frac{\partial w}{a \partial \varphi} \right) d\varphi$$

Hence, instead of the initial angle  $d\varphi$ , we must now use the expression

$$d\varphi + d\varphi \left( \frac{\partial v}{a \partial \varphi} + \frac{\partial^2 w}{a \partial \varphi^2} \right) \quad (g)$$

In calculating the angle of rotation about the  $y$  axis of side  $AB$  with respect to the side  $OC$  we use the expression for twist from the preceding article (see page 504). This gives the required angular displacement as

$$-\left( \frac{\partial^2 w}{\partial \varphi \partial x} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) d\varphi \quad (h)$$

Rotation about the  $z$  axis of the side  $AB$  with respect to  $OC$  is caused by the displacements  $v$  and  $w$ . Because of the displacement  $v$ , the angle of rotation of side  $OC$  is  $\partial v / \partial x$ , and that of side  $AB$  is

$$\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial \varphi} \left( \frac{\partial v}{\partial x} \right) a d\varphi$$

so that the relative angular displacement is

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left( \frac{\partial v}{\partial x} \right) a d\varphi \quad (i)$$

Because of the displacement  $w$ , the side  $AB$  rotates in the axial plane by the angle  $\partial w / \partial x$ . The component of this rotation with respect to the  $z$  axis is

$$-\frac{\partial w}{\partial x} d\varphi \quad (j)$$

Summing up (i) and (j), the relative angular displacement about the  $z$  axis of side  $AB$  with respect to side  $OC$  is

$$\left( \frac{\partial^2 v}{\partial \varphi \partial x} - \frac{\partial w}{\partial x} \right) d\varphi \quad (k)$$

Having the foregoing formulas<sup>1</sup> for the angles, we may now obtain three equations of equilibrium of the element  $OABC$  (Fig. 256) by projecting all forces on the  $x$ ,  $y$ , and  $z$  axes. Beginning with those forces

<sup>1</sup> These formulas can be readily obtained for a cylindrical shell from the general formulas given by A. E. H. Love in his book "Elasticity," 4th ed., p. 523, 1927.

parallel to the resultant forces  $N_x$  and  $N_{\varphi x}$  and projecting them on the  $x$  axis, we obtain

$$\frac{\partial N_x}{\partial x} dx a d\varphi - \frac{\partial N_{\varphi x}}{\partial \varphi} d\varphi dx$$

Because of the angle of rotation represented by expression (k) the forces parallel to  $N_y$  give a component in the  $x$  direction equal to

$$-N_y \left( \frac{\partial^2 v}{\partial \varphi \partial x} - \frac{\partial w}{\partial x} \right) dx$$

Because of the rotation represented by expression (e), the forces parallel to  $N_{x\varphi}$  give a component in the  $x$  direction equal to

$$-N_{x\varphi} \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} dx a d\varphi$$

Finally because of angles represented by expressions (f) and (g) forces parallel to  $Q_x$  and  $Q_\varphi$  give components in the  $x$  direction equal to

$$-Q_x \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} dx a d\varphi - Q_\varphi \left( \frac{\partial^2 w}{\partial \varphi \partial x} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) d\varphi dx$$

Regarding the external forces acting on the element, we assume that there is only a normal pressure of intensity  $q$ , the projection of which on the  $x$  and  $y$  axes is zero.

Summing up all the projections calculated above, we obtain

$$\begin{aligned} \frac{\partial N_x}{\partial x} dx a d\varphi + \frac{\partial N_{\varphi x}}{\partial \varphi} dx d\varphi - N_y \left( \frac{\partial^2 v}{\partial \varphi \partial x} - \frac{\partial w}{\partial x} \right) d\varphi dx \\ - N_{x\varphi} \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} dx a d\varphi - Q_x \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} dx a d\varphi - Q_\varphi \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial \varphi} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) dx d\varphi = 0 \end{aligned}$$

In the same manner two other equations of equilibrium can be written. After simplification, all three equations can be put in the following form

$$\begin{aligned} a \frac{\partial N_x}{\partial x} + \frac{\partial N_{\varphi x}}{\partial \varphi} - a Q_x \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} - a N_{x\varphi} \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} \\ - Q_\varphi \left( \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial \varphi} \right) - N_y \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x \partial \varphi} - \frac{\partial w}{\partial x} \right) = 0 \\ \frac{\partial N_\varphi}{\partial \varphi} + a \frac{\partial N_{x\varphi}}{\partial x} + a N_x \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} - Q_x \left( \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial \varphi} \right) \\ + N_{\varphi x} \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x \partial \varphi} - \frac{\partial w}{\partial x} \right) - Q_\varphi \left( 1 + \frac{\partial v}{a \partial \varphi} + \frac{\partial^2 w}{a \partial \varphi^2} \right) = 0 \\ a \frac{\partial Q_x}{\partial x} + \frac{\partial Q_\varphi}{\partial \varphi} + N_{x\varphi} \left( \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial \varphi} \right) + a N_x \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} \\ + N_y \left( 1 + \frac{\partial v}{a \partial \varphi} + \frac{\partial^2 w}{a \partial \varphi^2} \right) + N_{\varphi x} \left( \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial \varphi} \right) + qa = 0 \end{aligned} \quad (298)$$



6

Going now to the three equations of moments with respect to the  $x$ ,  $y$ , and  $z$  axes (Fig 256b) and again taking into consideration the small angular displacements of the sides  $BC$  and  $AB$  with respect to  $OA$  and  $OC$ , respectively, we obtain the following equations:

$$\begin{aligned} a \frac{\partial M_{x\varphi}}{\partial x} - \frac{\partial M_{\varphi}}{\partial \varphi} - a M_x \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} - M_{\varphi x} \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x \partial \varphi} - \frac{\partial w}{\partial x} \right) + a Q_{\varphi} &= 0 \\ \frac{\partial M_{\varphi x}}{\partial \varphi} + a \frac{\partial M_x}{\partial x} + a M_{x\varphi} \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} - M_{\varphi} \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x \partial \varphi} - \frac{\partial w}{\partial x} \right) - a Q_x &= 0 \\ M_x \left( \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial \varphi} \right) + a M_{x\varphi} \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + M_{\varphi x} \left( 1 + \frac{\partial v}{a \partial \varphi} + \frac{\partial^2 w}{a \partial \varphi^2} \right) \\ - M_{\varphi} \left( \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial \varphi} \right) + a (N_{x\varphi} - N_{\varphi x}) &= 0 \end{aligned} \quad (299)$$

By using the first two of these equations<sup>1</sup> we can eliminate  $Q_x$  and  $Q_{\varphi}$  from Eqs (298) and obtain in this way three equations containing the resultant forces  $N_x$ ,  $N_{\varphi}$ , and  $N_{x\varphi}$  and the moments  $M_x$ ,  $M_{\varphi}$ , and  $M_{x\varphi}$ . By using formulas (253) and (254) of Art 104, all these quantities can be expressed in terms of the three strain components  $\epsilon_x$ ,  $\epsilon_{\varphi}$ , and  $\gamma_{x\varphi}$  of the middle surface and the three curvature changes  $\chi_x$ ,  $\chi_{\varphi}$ , and  $\chi_{x\varphi}$ . By using the results of the previous article, these latter quantities can be represented in terms of the displacements  $u$ ,  $v$ , and  $w$  as follows:<sup>2</sup>

$$\begin{aligned} \epsilon_x &= \frac{\partial u}{\partial x} & \epsilon_{\varphi} &= \frac{\partial v}{a \partial \varphi} - \frac{w}{a} & \gamma_{x\varphi} &= \frac{\partial u}{a \partial \varphi} + \frac{\partial v}{\partial x} \\ \chi_x &= \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} & \chi_{\varphi} &= \frac{1}{a^2} \left( \frac{\partial v}{\partial \varphi} + \frac{\partial^2 w}{\partial \varphi^2} \right) & \chi_{x\varphi} &= \frac{1}{a} \left( \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial \varphi} \right) \end{aligned} \quad (300)$$

Thus we finally obtain the three differential equations for the determination of the displacements  $u$ ,  $v$ , and  $w$ .

In the derivation equations (298) and (299) the change of curvature of the element  $OABC$  was taken into consideration. This procedure is necessary if the forces  $N_x$ ,  $N_{\varphi}$ , and  $N_{x\varphi}$  are not small in comparison with their *critical* values, at which lateral buckling of the shell may occur.<sup>3</sup> If these forces are small, their effect on bending is negligible, and we can omit from Eqs (298) and (299) all terms containing the products of the resultant forces or resultant moments with the derivatives of the small displacements  $u$ ,  $v$ , and  $w$ . In such a case the three Eqs. (298) and the

<sup>1</sup> To satisfy the third of these equations the trapezoidal form of the sides of the element  $OABC$  must be considered as mentioned in Art 101. This question is discussed by W. Flugge, "Statik und Dynamik der Schalen," 2d ed., p. 148, Berlin, 1957.

<sup>2</sup> The same expressions for the change of curvature as in the preceding article are used, since the effect of strain in the middle surface on curvature is neglected.

<sup>3</sup> The problems of buckling of cylindrical shells are discussed in S. Timoshenko, "Theory of Elastic Stability," and will not be considered here.

first two equations of system (299) can be rewritten in the following simplified form:

$$\begin{aligned} a \frac{\partial N_x}{\partial x} + \frac{\partial N_{\varphi x}}{\partial \varphi} &= 0 \\ \frac{\partial N_{\varphi}}{\partial \varphi} + a \frac{\partial N_{x\varphi}}{\partial x} - Q_{\varphi} &= 0 \\ a \frac{\partial Q_x}{\partial x} + \frac{\partial Q_{\varphi}}{\partial \varphi} + N_{\varphi} + qa &= 0 \\ a \frac{\partial M_{x\varphi}}{\partial x} - \frac{\partial M_{\varphi}}{\partial \varphi} + a Q_{\varphi} &= 0 \\ \frac{\partial M_{\varphi x}}{\partial \varphi} + a \frac{\partial M_x}{\partial x} - a Q_x &= 0 \end{aligned} \quad (301)$$

Eliminating the shearing forces  $Q_x$  and  $Q_{\varphi}$ , we finally obtain the three following equations.

$$\begin{aligned} a \frac{\partial N_x}{\partial x} + \frac{\partial N_{\varphi x}}{\partial \varphi} &= 0 \\ \frac{\partial N_{\varphi}}{\partial \varphi} + a \frac{\partial N_{x\varphi}}{\partial x} + \frac{\partial M_{x\varphi}}{\partial x} - \frac{1}{a} \frac{\partial M_{\varphi}}{\partial \varphi} &= 0 \\ N_{\varphi} + \frac{\partial^2 M_{\varphi x}}{\partial x \partial \varphi} + a \frac{\partial^2 M_x}{\partial x^2} - \frac{\partial^2 M_{x\varphi}}{\partial x \partial \varphi} + \frac{1}{a} \frac{\partial^2 M_{\varphi}}{\partial \varphi^2} + qa &= 0 \end{aligned} \quad (302)$$

By using Eqs (253), (254), and (300), all the quantities entering in these equations can be expressed by the displacements  $u$ ,  $v$ , and  $w$  and we obtain

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{1-\nu}{2a^2} \frac{\partial^2 u}{\partial \varphi^2} + \frac{1+\nu}{2a} \frac{\partial^2 v}{\partial x \partial \varphi} - \frac{\nu}{a} \frac{\partial w}{\partial x} &= 0 \\ \frac{1+\nu}{2} \frac{\partial^2 u}{\partial x \partial \varphi} + a \frac{1-\nu}{2} \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{1}{a} \frac{\partial^2 v}{\partial \varphi^2} - \frac{1}{a} \frac{\partial w}{\partial \varphi} \\ + \frac{h^2}{12a} \left( \frac{\partial^3 w}{\partial x^2 \partial \varphi} + \frac{\partial^3 w}{a^2 \partial \varphi^3} \right) + \frac{h^2}{12a} \left[ (1-\nu) \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{a^2 \partial \varphi^2} \right] &= 0 \\ \nu \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{a \partial \varphi} - \frac{w}{a} - \frac{h^2}{12} \left( a \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + \frac{2}{a} \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial \varphi^2} + \frac{\partial^4 w}{a^3 \partial \varphi^4} \right) \\ - \frac{h^2}{12} \left( \frac{2-\nu}{a} \frac{\partial^3 v}{\partial x^2 \partial \varphi} + \frac{\partial^3 v}{a^3 \partial \varphi^3} \right) &= - \frac{aq(1-\nu^2)}{Eh} \end{aligned} \quad (303)$$

More elaborate investigations show<sup>1</sup> that the last two terms on the left-hand side of the second of these equations and the last term on the left-hand side of the third equation are small quantities of the same order as those which we already disregarded by assuming a linear distribution of stress through the thickness of the shell and by neglecting the stretching of the middle surface of the shell (see page 431). In such a case it

<sup>1</sup> See Vlasov, *op. cit.*, p. 316, and, for more exact equations, p. 257.



100

100

100



will be logical to omit the above-mentioned terms and to use in analysis of thin cylindrical shells the following simplified system of equations:

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{1-\nu}{2a^2} \frac{\partial^2 u}{\partial \varphi^2} + \frac{1+\nu}{2a} \frac{\partial^2 v}{\partial x \partial \varphi} - \frac{\nu}{a} \frac{\partial w}{\partial x} &= 0 \\ \frac{1+\nu}{2} \frac{\partial^2 u}{\partial x \partial \varphi} + a \frac{1-\nu}{2} \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{1}{a} \frac{\partial^2 v}{\partial \varphi^2} - \frac{1}{a} \frac{\partial w}{\partial \varphi} &= 0 \quad (304) \\ \nu \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial \varphi} - \frac{w}{a} - \frac{h^2}{12} \left( a \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + \frac{2}{a} \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial \varphi^2} + \frac{\partial^4 w}{a^2 \partial \varphi^4} \right) &= -\frac{aq(1-\nu^2)}{Eh} \end{aligned}$$

Some simplified expressions for the stress resultants which are in accordance with the simplified relations (304) between the displacements of the shell will be given in Art. 125.

From the foregoing it is seen that the problem of a laterally loaded cylindrical shell reduces in each particular case to the solution of a system of three differential equations. Several applications of these equations will be shown in the next articles.

**122. Cylindrical Shells with Supported Edges.** Let us consider the case of a cylindrical shell supported at the ends and submitted to the

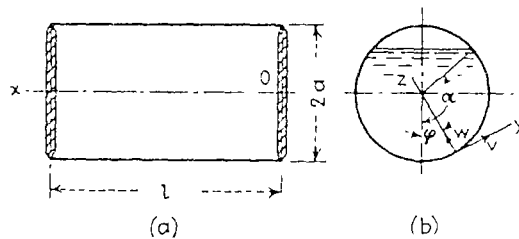


FIG. 257

pressure of an enclosed liquid as shown in Fig. 257<sup>1</sup>. The conditions at the supports and the conditions of symmetry of deformation will be satisfied if we take the components of displacement in the form of the following series:

$$\begin{aligned} u &= \sum \sum A_{mn} \cos n\varphi \cos \frac{m\pi x}{l} \\ v &= \sum \sum B_{mn} \sin n\varphi \sin \frac{m\pi x}{l} \\ w &= \sum \sum C_{mn} \cos n\varphi \sin \frac{m\pi x}{l} \end{aligned} \quad (a)$$

in which  $l$  is the length of the cylinder and  $\varphi$  is the angle measured as shown in Fig. 257<sup>2</sup>.

<sup>1</sup> See S. Timoshenko, "Theory of Elasticity," vol. 2, p. 385, St. Petersburg, 1916 (Russian).

<sup>2</sup> By substituting expressions (a) in Eqs. (300) it can be shown that the tensile forces  $N_x$  and the moments  $M_x$  vanish at the ends, the shearing forces do not vanish, however, since  $\tau_{x\varphi}$  and  $M_{x\varphi}$  are not zero at the ends.

The intensity of the load  $q$  is represented by the following expressions:

$$\begin{aligned} q &= -\gamma a (\cos \varphi - \cos \alpha) & \text{when } \varphi < \alpha \\ q &= 0 & \text{when } \varphi > \alpha \end{aligned} \quad (b)$$

in which  $\gamma$  is the specific weight of the liquid and the angle  $\alpha$  defines the level of the liquid, as shown in Fig. 257b. The load  $q$  can be represented by the series

$$q = \sum \sum D_{mn} \cos n\varphi \sin \frac{m\pi x}{l} \quad (c)$$

in which the coefficients  $D_{mn}$  can be readily calculated in the usual way from expressions (b). These coefficients are represented by the expression

$$D_{mn} = -\frac{8\gamma a}{mn\pi^2(n^2-1)} (\cos \alpha \sin n\alpha - n \cos n\alpha \sin \alpha) \quad (d)$$

where  $m = 1, 3, 5, \dots$  and  $n = 2, 3, 4, \dots$

whereas  $D_{m0} = -\frac{4\gamma a}{m\pi^2} (\sin \alpha - \alpha \cos \alpha)$  (e)

and  $D_{m1} = -\frac{2\gamma a}{m\pi^2} (2\alpha - \sin 2\alpha)$  (f)

In the case of a cylindrical shell completely filled with liquid, we denote the pressure at the axis of the cylinder<sup>1</sup> by  $\gamma d$ , then

$$q = -\gamma(d + a \cos \varphi) \quad (g)$$

and we obtain, instead of expressions (d), (e), and (f),

$$D_{mn} = 0 \quad D_{m0} = -\frac{4\gamma d}{m\pi} \quad D_{m1} = -\frac{4\gamma a}{m\pi} \quad (h)$$

To obtain the deformation of the shell we substitute expressions (a) and (c) in Eqs. (304). In this way we obtain for each pair of values of  $m$  and  $n$  a system of three linear equations from which the corresponding values of the coefficients  $A_{mn}$ ,  $B_{mn}$ , and  $C_{mn}$  can be calculated.<sup>2</sup> Taking a particular case in which  $d = a$ , we find that for  $n = 0$  and  $m = 1, 3, 5, \dots$  these equations are especially simple, and we obtain

$$B_{m0} = 0 \quad C_{m0} = -\frac{m\pi}{\lambda\nu} A_{m0} = -\frac{\pi N}{3m \left[ \lambda^2(1-\nu^2) + \frac{\eta^2}{3} m^4 \pi^4 \right]}$$

where  $N = \frac{2\gamma a l^2 h}{\pi^2 D}$   $\lambda = \frac{l}{a}$   $\eta = \frac{h}{2l}$

<sup>1</sup> In a closed cylindrical vessel this pressure can be larger than  $a\gamma$ .

<sup>2</sup> Such calculations have been made for several particular cases by I. A. Wojtuszak, *Phil. Mag.*, ser. 7, vol. 18, p. 1099, 1931, see also the paper by H. Reissner in *Z. angew. Math. Mech.*, vol. 13, p. 133, 1933.



For  $n = 1$  the expressions for the coefficients are more complicated. To show how rapidly the coefficients diminish as  $m$  increases, we include in Table 87 the numerical values of the coefficients for a particular case in which  $a = .50$  cm,  $l = 25$  cm,  $h = 7$  cm,  $\nu = 0.3$ , and  $\alpha = \pi$

TABLE 87 THE VALUES OF THE COEFFICIENTS IN EXPRESSIONS (a)

$m$	$A_{m0} \frac{2 \cdot 10^3}{Nh}$	$C_{m0} \frac{2 \cdot 10^3}{Nh}$	$A_{m1} \frac{2 \cdot 10^3}{Nh}$	$B_{m1} \frac{2 \cdot 10^3}{Nh}$	$C_{m1} \frac{2 \cdot 10^3}{Nh}$
1	57.88	-1,212	49.18	-66.26	-1,183
3	0.1073	-6.742	0.1051	-0.0432	-6.704
5	0.00503	-0.526	0.00499	-0.00122	-0.525

It is seen that the coefficients rapidly diminish as  $m$  increases. Hence, by limiting the number of coefficients to those given in the table, we shall obtain the deformation of the shell with satisfactory accuracy.

**123. Deflection of a Portion of a Cylindrical Shell.** The method used in the preceding article can also be applied to a portion of a cylindrical shell which is supported along the edges and submitted to the action of a uniformly distributed load  $q$  normal to the surface (Fig 258).<sup>1</sup> We take the components of displacement in the form of the series

$$\begin{aligned} u &= \sum \sum A_{mn} \sin \frac{n\pi\varphi}{\alpha} \cos \frac{m\pi x}{l} \\ v &= \sum \sum B_{mn} \cos \frac{n\pi\varphi}{\alpha} \sin \frac{m\pi x}{l} \\ w &= \sum \sum C_{mn} \sin \frac{n\pi\varphi}{\alpha} \sin \frac{m\pi x}{l} \end{aligned} \quad (a)$$

in which  $\alpha$  is the central angle subtended by the shell and  $l$  is the length of the shell. It can be shown by substitution of expressions (a) in Eqs. (300) that in this way we shall satisfy the conditions at the boundary, which require that along the edges  $\varphi = 0$  and  $\varphi = \alpha$  the deflection  $w$ , the force  $N_\varphi$ , and the moment  $M_\varphi$  vanish and that along the edges  $x = 0$  and  $x = l$  the deflection  $w$ , the force  $N_x$ , and the moment  $M_x$  vanish

<sup>1</sup> See Timoshenko, "Theory of Elasticity," vol. 2, p. 386, 1916.

The intensity of the normal load  $q$  can be represented by the series

$$q = \sum \sum D_{mn} \sin \frac{n\pi\varphi}{\alpha} \sin \frac{m\pi x}{l} \quad (b)$$

Substituting series (a) and (b) in Eqs. (304), we obtain the following system of linear algebraic equations for calculating the coefficients  $A_{mn}$ ,  $B_{mn}$ , and  $C_{mn}$ :

$$\begin{aligned} A_{mn}\pi \left[ \left( \frac{am}{l} \right)^2 + \frac{(1-\nu)n^2}{2\alpha^2} \right] + B_{mn}\pi \frac{(1+\nu)amn}{2\alpha l} + C_{mn} \frac{vam}{l} &= 0 \\ A_{mn}\pi \frac{(1+\nu)amn}{2\alpha l} + B_{mn}\pi \left[ \frac{(1-\nu)a^2m^2}{2l^2} + \frac{n^2}{\alpha^2} \right] + C_{mn} \frac{n}{\alpha} &= 0 \\ A_{mn}\nu\pi \frac{am}{l} + B_{mn} \frac{n\pi}{\alpha} + C_{mn} \left[ 1 + \frac{\pi^4 h^2}{12a^2} \left( \frac{a^2m^2}{l^2} + \frac{n^2}{\alpha^2} \right) \right] &= D_{mn} \frac{a^2(1-\nu^2)}{Eh} \end{aligned} \quad (c)$$

To illustrate the application of these equations let us consider the case of a uniformly distributed load acting on a portion of a cylindrical shell having a small angle  $\alpha$  and a small sag  $f = a[1 - \cos(\alpha/2)]$ . In this particular case expression (b) becomes

$$q = \sum_{1,3,5,\dots} \sum_{1,3,5,\dots} \frac{16q}{\pi^2 mn} \sin \frac{m\pi x}{l} \sin \frac{n\pi\varphi}{\alpha} \quad (d)$$

and the coefficients  $D_{mn}$  are given by the expression

$$D_{mn} = \frac{16q}{mn\pi^2} \quad (e)$$

Substituting these values in Eqs. (c), we can calculate the coefficients  $A_{mn}$ ,  $B_{mn}$ , and  $C_{mn}$ . The calculations made for a particular case in which  $\alpha a = l$  and for several values of the ratio  $f/h$  show that for small values of this ratio, series (a) are rapidly convergent and the first few terms give the displacements with satisfactory accuracy.

The calculations also show that the maximum values of the bending stresses produced by the moments  $M_x$  and  $M_\varphi$  diminish rapidly as  $f/h$  increases. The calculation of these stresses is very tedious in the case of larger values of  $f/h$ , since the series representing the moments become less rapidly convergent and a larger number of terms must be taken.

The method used in this article is similar to Navier's method of calculating bending of rectangular plates with simply supported edges. If only the rectilinear edges  $\varphi = 0$  and  $\varphi = \alpha$  of the shell in Fig. 258 are simply supported and the other two edges are built in or free, a solution similar to that of M. Lévy's method for the case of rectangular plates (see page 113) can be applied. We assume the following series for the components of displacement

<sup>1</sup> The load is assumed to act toward the axis of the cylinder.



$$\begin{aligned} u &= \sum U_m \sin \frac{m\pi\varphi}{\alpha} \\ v &= \sum V_m \cos \frac{m\pi\varphi}{\alpha} \\ w &= \sum W_m \sin \frac{m\pi\varphi}{\alpha} \end{aligned} \quad (f)$$

in which  $U_m$ ,  $V_m$ , and  $W_m$  are functions of  $x$  only. Substituting these series in Eqs (301), we obtain for  $U_m$ ,  $V_m$ , and  $W_m$  three ordinary differential equations with constant coefficients. These equations can be integrated by using exponential functions. An analysis of this kind made for a closed cylindrical shell<sup>1</sup> shows that the solution is very involved and that results suitable for practical application can be obtained only by introducing simplifying assumptions. It could be shown that each set of the functions  $U_m$ ,  $V_m$ ,  $W_m$  contains eight constants of integration for each assumed value of  $m$ . Accordingly, four conditions on each edge  $x = \text{constant}$  must be at our disposal. Let us formulate these conditions in the following three cases.

**Built-in Edge.** Usually such a support is considered as perfectly rigid, and the edge conditions then are

$$u = 0 \quad v = 0 \quad w = 0 \quad \frac{\partial w}{\partial x} = 0 \quad (g)$$

Should it happen, however, that the shell surface on the edge is free to move in the direction  $x$ , then the first of the foregoing conditions has to be replaced by the condition  $N_x = 0$ .

**Simply Supported Edge.** Such a hinged edge is not able to transmit a moment  $M_x$  needed to enforce the condition  $\partial w / \partial x = 0$ . Assuming also that there is no edge resistance in the direction  $x$ , we arrive at the boundary conditions

$$v = 0 \quad w = 0 \quad M_x = 0 \quad N_x = 0 \quad (h)$$

whereas the displacement  $u$  and the stress resultants  $N_{x\varphi}$ ,  $M_{x\varphi}$ , and  $Q_x$  do not vanish on the edge.

The reactions of the simply supported edge (Fig. 259a) deserve brief consideration. The action of a twisting couple  $M_{x\varphi} ds$ , applied to an element  $ABCD$  of the edge, is statically equivalent to the action of three forces shown in Fig. 259b. A variation of the radial forces  $M_{x\varphi}$  along the edge yields, just as in the case of a plate (Fig. 50), an additional shearing force of the intensity  $-\partial M_{x\varphi} / \partial s$ , the total shearing force being (Fig. 259c)

$$T_x = Q_x - \frac{\partial M_{x\varphi}}{\partial s} \quad (i)$$

The remaining component  $M_{x\varphi} d\varphi$  (Fig. 259b) may be considered as a supplementary membrane force of the intensity  $M_{x\varphi} d\varphi / ds = M_{x\varphi} / a$ . Hence the resultant membrane force in the direction of the tangent to the edge becomes

$$S_x = N_{x\varphi} + \frac{M_{x\varphi}}{a} \quad (j)$$

<sup>1</sup> See paper by K. Miesel, *Ingr.-Arch.*, vol. 1, p. 29, 1929. An application of the theory to the calculation of stress in the hull of a submarine is shown in this paper.

**Free Edge.** Letting all the stress resultants vanish on the edge, we find that the four conditions characterizing the free edge assume the form

$$N_x = 0 \quad M_x = 0 \quad S_x = 0 \quad T_x = 0 \quad (k)$$

where  $S_x$  and  $T_x$  are given by expressions (j) and (i), respectively.<sup>1</sup>

**124. An Approximate Investigation of the Bending of Cylindrical Shells.** From the discussion of the preceding article it may be concluded that the application of the general theory of bending of cylindrical shells in even the simplest cases results in very complicated calculations. To make the theory applicable to the solution of practical problems some further simplifications in this theory are necessary. In considering the membrane theory of cylindrical shells it was stated that this theory gives satisfactory results for portions of a shell at a considerable distance from the edges but that it is insufficient to satisfy all the conditions at the boundary. It is logical, therefore, to take the solution furnished by the membrane theory as a first

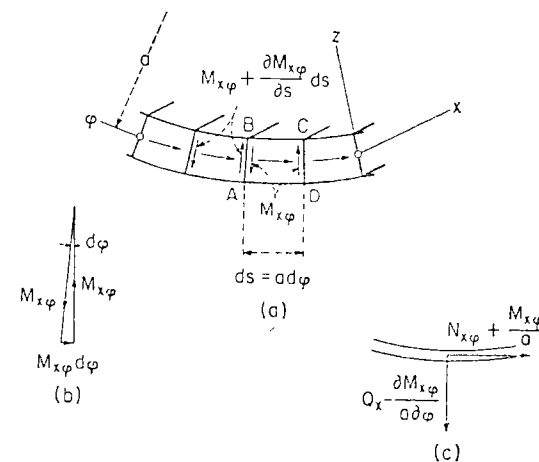


FIG. 259

approximation and use the more elaborate bending theory only to satisfy the conditions at the edges. In applying this latter theory, it must be assumed that no external load is distributed over the shell and that only forces and moments such as are necessary to satisfy the boundary conditions are applied along the edges. The bending produced by such forces can be investigated by using Eqs (303) after placing the load  $q$  equal to zero in these equations.

In applications such as are encountered in structural engineering<sup>2</sup> the ends  $x = 0$  and  $x = l$  of the shell (Fig. 260) are usually supported in such a manner that the

<sup>1</sup> For a solution of the problem of bending based on L. H. Donnell's simplified differential equations see N. J. Hoff, *J. Appl. Mechanics*, vol. 21, p. 343, 1951, see also Art. 125 of this book.

<sup>2</sup> In recent times thin reinforced cylindrical shells of concrete have been successfully applied in structures as coverings for large halls. Descriptions of some of these structures can be found in the article by F. Dischinger, "Handbuch für Eisenbetonbau," 3d ed., vol. 12, Berlin, 1928, see also the paper by F. Dischinger and U. Finsterwalder in *Bauingenieur*, vol. 9, 1928, and references in Art. 126 of this book.



displacements  $v$  and  $w$  at the ends vanish. Experiments show that in such shells the bending in the axial planes is negligible, and we can assume  $M_x = 0$  and  $Q_x = 0$  in the equations of equilibrium (301). We can also neglect the twisting moment  $M_{x\varphi}$ . With these assumptions the system of Eqs (301) can be considerably simplified, and

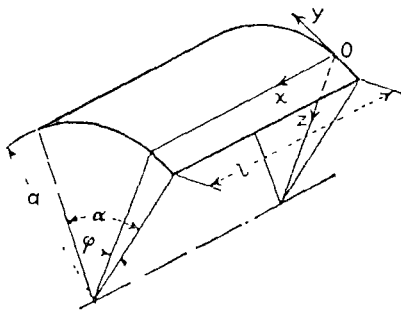


FIG 260

the resultant forces and components of displacement can all be expressed in terms of moment  $M_\varphi$ . From the fourth of the equations (301) we obtain

$$Q_\varphi = \frac{1}{a} \frac{\partial M_\varphi}{\partial \varphi} \quad (a)$$

Substituting this in the third equation of the same system, we obtain, for  $q = 0$ ,

$$N_\varphi = -\frac{\partial Q_\varphi}{\partial \varphi} = -\frac{1}{a} \frac{\partial^2 M_\varphi}{\partial \varphi^2} \quad (b)$$

The second and the first of the equations (301) then give

$$\frac{\partial N_{x\varphi}}{\partial x} = \frac{1}{a} \left( Q_\varphi - \frac{\partial N_\varphi}{\partial \varphi} \right) = \frac{1}{a^2} \left( \frac{\partial M_\varphi}{\partial \varphi} + \frac{\partial^3 M_\varphi}{\partial \varphi^3} \right) \quad (c)$$

$$\frac{\partial^2 N_x}{\partial x^2} = -\frac{1}{a} \frac{\partial^2 N_{x\varphi}}{\partial \varphi \partial x} = -\frac{1}{a^3} \left( \frac{\partial^2 M_\varphi}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^4 M_\varphi}{\partial \varphi^4} \right) \quad (d)$$

The components of displacement can also be expressed in terms of  $M_\varphi$  and its derivatives. We begin with the known relations [see Eqs (253) and (254)]

$$\begin{aligned} \epsilon_x &= \frac{\partial u}{\partial x} = \frac{1}{Eh} (N_x - \nu N_\varphi) \\ \gamma_{x\varphi} &= \frac{\partial u}{a \partial \varphi} + \frac{\partial v}{\partial x} = \frac{2(l + \nu)}{Eh} N_{x\varphi} \\ \epsilon_\varphi &= \frac{\partial v}{a \partial \varphi} - \frac{w}{a} = \frac{1}{Eh} (N_\varphi - \nu N_x) \end{aligned} \quad (e)$$

<sup>1</sup> This approximate theory of bending of cylindrical shells was developed by U. Finsterwalder, see *Ing.-Arch.*, vol. 4, p. 43, 1933

From these equations we obtain

$$\begin{aligned} \frac{\partial u}{\partial x} &= \frac{1}{Eh} (N_x - \nu N_\varphi) \\ \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} &= \frac{1}{Eh} \left[ 2(1 + \nu) \frac{\partial N_{x\varphi}}{\partial x} - \frac{1}{a} \left( \frac{\partial N_x}{\partial \varphi} - \nu \frac{\partial N_\varphi}{\partial \varphi} \right) \right] \\ \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} &= \frac{1}{Eh} \left[ a \left( \nu \frac{\partial^2 N_x}{\partial x^2} - \frac{\partial^2 N_\varphi}{\partial x^2} \right) + 2(1 + \nu) \frac{\partial^2 N_{x\varphi}}{\partial x \partial \varphi} - \frac{1}{a} \left( \frac{\partial^2 N_x}{\partial \varphi^2} - \nu \frac{\partial^2 N_\varphi}{\partial \varphi^2} \right) \right] \end{aligned} \quad (f)$$

Using these expressions together with Eqs (b), (c), and (d) and with the expression for the bending moment

$$M_\varphi = -\frac{D}{a^2} \left( \frac{\partial v}{\partial \varphi} + \frac{\partial^2 w}{\partial \varphi^2} \right) \quad (g)$$

we finally obtain for the determination of  $M_\varphi$  the following differential equation of the eighth order:

$$\begin{aligned} \frac{\partial^8 M_\varphi}{\partial \varphi^8} + (2 + \nu) a^2 \frac{\partial^4 M_\varphi}{\partial x^2 \partial \varphi^6} + 2 \frac{\partial^6 M_\varphi}{\partial \varphi^6} + (1 + 2\nu) a^4 \frac{\partial^4 M_\varphi}{\partial x^4 \partial \varphi^4} \\ + 2(2 + \nu) a^2 \frac{\partial^6 M_\varphi}{\partial x^2 \partial \varphi^4} + \frac{\partial^4 M_\varphi}{\partial \varphi^4} + \nu a^6 \frac{\partial^6 M_\varphi}{\partial x^6 \partial \varphi^2} + (1 + \nu)^2 a^4 \frac{\partial^4 M_\varphi}{\partial x^4 \partial \varphi^2} \\ + (2 + \nu) a^2 \frac{\partial^4 M_\varphi}{\partial x^2 \partial \varphi^2} + 12(1 - \nu^2) \frac{a^6}{h^2} \frac{\partial^4 M_\varphi}{\partial x^4} = 0 \end{aligned} \quad (h)$$

A particular solution of this equation is afforded by the expression

$$M_\varphi = A e^{\alpha \varphi} \sin \frac{m\pi x}{l} \quad (i)$$

Substituting it in Eq (h) and using the notation

$$\frac{m\pi a}{l} = \lambda \quad (j)$$

the following algebraic equation for calculating  $\alpha$  is obtained:

$$\begin{aligned} \alpha^8 + [2 - (2 + \nu)\lambda^2] \alpha^6 + [(1 + 2\nu)\lambda^4 - 2(2 + \nu)\lambda^2 + 1] \alpha^4 \\ + [-\nu\lambda^6 + (1 + \nu)^2 \lambda^4 - (2 + \nu)\lambda^2] \alpha^2 + 12(1 - \nu^2) \frac{a^2}{h^2} \lambda^4 = 0 \end{aligned} \quad (k)$$

The eight roots of this equation can be put in the form

$$\alpha_{1,2,3,4} = \pm(\gamma_1 \pm i\beta_1) \quad \alpha_{5,6,7,8} = \pm(\gamma_2 \pm i\beta_2) \quad (l)$$

Beginning with the edge  $\varphi = 0$  and assuming that the moment  $M_\varphi$  rapidly diminishes as  $\varphi$  increases, we use only those four of the roots (l) which satisfy this requirement. Then combining the four corresponding solutions (i), we obtain

$$M_\varphi = [e^{-\gamma_1 \varphi} (C_1 \cos \beta_1 \varphi + C_2 \sin \beta_1 \varphi) + e^{-\gamma_2 \varphi} (C_3 \cos \beta_2 \varphi + C_4 \sin \beta_2 \varphi)] \sin \frac{m\pi x}{l} \quad (m)$$

which gives for  $\varphi = 0$

$$M_\varphi = (C_1 + C_3) \sin \frac{m\pi x}{l}$$





If instead of a single term (i) we take the trigonometric series

$$M_\varphi = \sum A_n e^{\alpha_n \varphi} \sin \frac{n\pi x}{l} \quad (n)$$

any distribution of the bending moment  $M_\varphi$  along the edge  $\varphi = 0$  can be obtained. Having an expression for  $M_\varphi$ , the resultant forces  $Q_\varphi$ ,  $N_\varphi$ , and  $N_{x\varphi}$  are obtained from Eqs (a), (b), and (c).

If in some particular case the distributions of the moments  $M_\varphi$  and the resultant forces  $Q_\varphi$ ,  $N_\varphi$ , and  $N_{x\varphi}$  along the edge  $\varphi = 0$  are given, we can represent these distributions by sine series. The values of the four coefficients in the terms containing  $\sin (n\pi x/l)$  in these four series can then be used for the calculation of the four constants  $C_1, \dots, C_4$  in solution (m), and in this way the complete solution of the problem for the given force distribution can be obtained.

If the expressions for  $u$ ,  $v$ , and  $w$  in terms of  $M_\varphi$  are obtained by using Eqs (f), we can use the resulting expressions to solve the problem if the displacements, instead of the forces, are given along the edge  $\varphi = 0$ . Examples of such problems can be found in the previously mentioned paper by Finsterwalder,<sup>1</sup> who shows that the approximate method just described can be successfully applied in solving important structural problems.

**125. The Use of a Strain and Stress Function** In the general case of bending of a cylindrical shell, for which the ratio  $l/a$  (Fig. 260) is not necessarily large, the effect of the couples  $M_x$  and  $M_{x\varphi}$  cannot be disregarded. On the other hand, the simplified form [Eqs (304)] of the relations between the displacements allows the introduction of a function<sup>2</sup>  $F(x, \varphi)$  governing the state of strain and stress of the shell. Using the notation

$$c^2 = \frac{h^2}{12a^2} \quad \xi = \frac{x}{a} \quad \Delta = \frac{\partial^2}{\partial \xi^2} + \frac{\partial^2}{\partial \varphi^2} \quad (a)$$

we can rewrite Eqs (304) in the following form, including all three components  $X$ ,  $Y$ , and  $Z$  of the external loading,

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 u}{\partial \xi^2} + \frac{1-\nu}{2} \frac{\partial^2 u}{\partial \varphi^2} + \frac{1+\nu}{2} \frac{\partial^2 v}{\partial \xi \partial \varphi} - \nu \frac{\partial w}{\partial \xi} &= -\frac{(1-\nu^2)a^2}{Eh} X \\ \frac{1+\nu}{2} \frac{\partial^2 u}{\partial \xi \partial \varphi} + \frac{\partial^2 v}{\partial \varphi^2} + \frac{1-\nu}{2} \frac{\partial^2 v}{\partial \xi^2} - \frac{\partial w}{\partial \varphi} &= -\frac{(1-\nu^2)a^2}{Eh} Y \\ \nu \frac{\partial u}{\partial \xi} + \frac{\partial v}{\partial \varphi} - w - c^2 \Delta w &= -\frac{(1-\nu^2)a^2}{Eh} Z \end{aligned} \quad (305)$$

The set of these simultaneous equations can be reduced to a single differential equation by putting

$$\begin{aligned} u &= \frac{\partial^3 F}{\partial \xi \partial \varphi^2} - \nu \frac{\partial^3 F}{\partial \xi^3} + u_0 \\ v &= -\frac{\partial^3 F}{\partial \varphi^3} - (2+\nu) \frac{\partial^3 F}{\partial \xi^2 \partial \varphi} + v_0 \\ w &= -\Delta \Delta F + w_0 \end{aligned} \quad (306)$$

<sup>1</sup> *Ibid*

<sup>2</sup> Due to Vlasov, *op cit*. Almost equivalent results, without the use of a stress function, were obtained by L. H. Donnell, *NACA Rept* 479, 1933. See also N. J. Hoff, *J. Appl. Mechanics*, vol. 21, p. 343, 1954.

where  $u_0, v_0, w_0$  are a system of particular solutions of the nonhomogeneous equations (305). As for the strain and stress function  $F(\xi, \varphi)$ , it must satisfy the differential equation

$$\Delta \Delta \Delta \Delta F + \frac{1-\nu^2}{c^2} \frac{\partial^4 F}{\partial \xi^4} = 0 \quad (307)$$

which is equivalent to the group of Eqs (305), if  $X = Y = Z = 0$ .<sup>\*</sup> It can be shown that in this last case not only the function  $F$  but also all displacement and strain components, as well as all stress resultants of the shell, satisfy the differential equation (307).

For the elongations, the shearing strain, and the changes of the curvature of the middle surface of the shell, the expressions (300) still hold. The stress resultants may be represented either in terms of the displacements or directly through the function  $F$ . In accordance with the simplifications leading to Eqs (304), the effect of the displacements  $u$  and  $v$  on the bending and twisting moments must be considered as negligible. Thus, with the notation

$$K = \frac{Eh}{1-\nu^2} \quad D = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)} \quad (308)$$

the following expressions are obtained

$$\begin{aligned} N_x &= \frac{K}{a} \left[ \frac{\partial u}{\partial \xi} + \nu \left( \frac{\partial v}{\partial \varphi} - w \right) \right] = \frac{Lh}{a} \frac{\partial^4 F}{\partial \xi^2 \partial \varphi^2} \\ N_\varphi &= \frac{K}{a} \left( \frac{\partial v}{\partial \varphi} - w + \nu \frac{\partial u}{\partial \xi} \right) = \frac{Eh}{a} \frac{\partial^4 F}{\partial \xi^4} \\ N_{x\varphi} &= \frac{K(1-\nu)}{2a} \left( \frac{\partial u}{\partial \varphi} + \frac{\partial v}{\partial \xi} \right) = -\frac{Eh}{a} \frac{\partial^4 F}{\partial \xi^2 \partial \varphi} \end{aligned} \quad (309)$$

$$\begin{aligned} M_x &= -\frac{D}{a^2} \left( \frac{\partial^2 w}{\partial \xi^2} + \nu \frac{\partial^2 w}{\partial \varphi^2} \right) = \frac{D}{a^2} \left( \frac{\partial^2}{\partial \xi^2} + \nu \frac{\partial^2}{\partial \varphi^2} \right) \Delta \Delta F \\ M_\varphi &= -\frac{D}{a^2} \left( \frac{\partial^2 w}{\partial \varphi^2} + \nu \frac{\partial^2 w}{\partial \xi^2} \right) = \frac{D}{a^2} \left( \frac{\partial^2}{\partial \varphi^2} + \nu \frac{\partial^2}{\partial \xi^2} \right) \Delta \Delta F \\ M_{x\varphi} &= -M_{\varphi x} = \frac{D(1-\nu)}{a^2} \frac{\partial^2 w}{\partial \xi \partial \varphi} = -\frac{D}{a^2} (1-\nu) \frac{\partial^2}{\partial \xi \partial \varphi} \Delta \Delta F \end{aligned} \quad (310)$$

$$\begin{aligned} Q_x &= -\frac{D}{a^3} \frac{\partial}{\partial \xi} \Delta w = \frac{D}{a^3} \frac{\partial}{\partial \xi} \Delta \Delta \Delta F \\ Q_\varphi &= -\frac{D}{a^3} \frac{\partial}{\partial \varphi} \Delta w = \frac{D}{a^3} \frac{\partial}{\partial \varphi} \Delta \Delta \Delta F \end{aligned} \quad (311)$$

Representing the differential equation (307) in the form

$$(\Delta)^4 F + 4\gamma^4 \frac{\partial^4 F}{\partial \xi^4} = 0 \quad (b)$$

where

$$\gamma = \sqrt{\frac{3(1-\nu^2)a^2}{h^2}} \quad (c)$$

<sup>\*</sup> Further stress functions  $F_x, F_y, F_z$  were introduced by Vlasov, *op cit*, to represent the particular integral of Eqs (305) if  $X, Y$ , or  $Z$ , respectively, is not zero.



we see that Eq (307) is also equivalent to the group of four equations

$$\Delta F_n \pm \gamma(1 \pm \nu) \frac{\partial F_n}{\partial \xi} = 0 \quad (d)$$

with  $\nu = \sqrt{-1}$  and  $n = 1, 2, 3, 4$  Putting, finally,

$$\begin{aligned} F_1 &= e^{-\frac{1}{2}\gamma(1+\nu)\xi} \Phi_1 \\ F_2 &= e^{\frac{1}{2}\gamma(1+\nu)\xi} \Phi_2 \\ F_3 &= e^{-\frac{1}{2}\gamma(1-\nu)\xi} \Phi_3 \\ F_4 &= e^{\frac{1}{2}\gamma(1-\nu)\xi} \Phi_4 \end{aligned} \quad (e)$$

for the four new functions  $\Phi_n$  a set of four equations

$$\Delta \Phi_n + \mu_n^2 \Phi_n = 0 \quad (f)$$

is obtained, in which for the constant  $\mu_n$  we have to assume

$$\begin{aligned} \mu_1 = \mu_2 &= -\frac{a}{2h} \sqrt{3(1-\nu^2)} \\ \mu_3 = \mu_4 &= \frac{a}{2h} \sqrt{3(1-\nu^2)} \end{aligned} \quad (g)$$

The form of each of the equations (f) is analogous to that of the equation of vibration of a membrane. In comparison with Eqs (d), Eqs (f) have the advantage of being invariant against a change of coordinates on the cylindrical surface of the shell

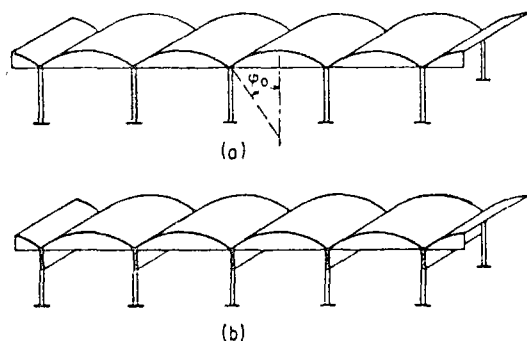


FIG. 261

126. Stress Analysis of Cylindrical Roof Shells.<sup>1</sup> Three typical roof layouts are shown in Figs 261 and 265. The shells may be either continuous in the direction  $x$  or else supported only twice, say in the planes  $x = 0$  and  $x = l$ . We shall confine ourselves to the latter case. We suppose the supporting structures to be rigid with

<sup>1</sup> See also "Design of Cylindrical Concrete Shell Roofs," *ASCE Manuals of Eng Practice*, no. 31, 1952, J. E. Gibson and D. W. Cooper, "The Design of Cylindrical Shell Roofs," New York, 1954, R. S. Jenkins, "Theory and Design of Cylindrical Shell Structures," London, 1947; A. Aas-Jakobsen, "Die Berechnung der Zylinder-shalen," Berlin, 1958. Many data on design of roof shells and an interesting comparison of different methods of stress analysis may be found in *Proceedings of a Symposium on Concrete Shell Roof Construction*, Cement and Concrete Association, London, 1954.

respect to forces acting in their own planes,  $x = \text{constant}$ , but as perfectly flexible with respect to transverse loading. In Fig. 261a the tension members at  $\varphi = \varphi_0$  are flexible, whereas the shells shown in Figs. 261b and 265 are stiffened by beams of considerable rigidity, especially so in the vertical plane.

Any load distribution over the surface of the shell may be represented by the magnitude of its three components in the form of the series

$$\begin{aligned} X &= \sum_{m=1}^{\infty} X_m(\varphi) \cos \frac{\lambda_m x}{a} \\ Y &= \sum_{m=1}^{\infty} Y_m(\varphi) \sin \frac{\lambda_m x}{a} \\ Z &= \sum_{m=1}^{\infty} Z_m(\varphi) \sin \frac{\lambda_m x}{a} \end{aligned} \quad (a)$$

$$\lambda_m = \frac{m\pi a}{l} \quad (b)$$

in which

Likewise, let us represent the particular solutions  $u_0, v_0, w_0$  in expressions (306) in the form

$$\begin{aligned} u_0 &= \sum_{m=1}^{\infty} U_{0m}(\varphi) \cos \frac{\lambda_m x}{a} \\ v_0 &= \sum_{m=1}^{\infty} V_{0m}(\varphi) \sin \frac{\lambda_m x}{a} \\ w_0 &= \sum_{m=1}^{\infty} W_{0m}(\varphi) \sin \frac{\lambda_m x}{a} \end{aligned} \quad (c)$$

Expressions for the stress resultants  $N_x$  and  $M_x$  obtained from these series by means of Eqs (309) and (310), in which  $\xi = x/a$ , show that the conditions (h) of Art. 123 for hinged edges are fulfilled at the supports  $x = 0$  and  $x = l$ .

In order to obtain the general expressions for the displacements in the case

$$X = Y = Z = 0$$

we make use of the resolving function  $F$  (Art. 125) by taking it at first in the form

$$F_m = e^{\alpha \varphi} \sin \frac{\lambda_m x}{a} \quad (d)$$

Substitution of this expression in the differential equation (307) yields the following characteristic equation for  $\alpha$ :

$$(\alpha^2 - \lambda_m^2)^2 + \frac{1-\nu^2}{2} \lambda_m^4 = 0 \quad (e)$$



in which  $c^2 = h^2/12a^2$ . The eight roots of this equation can be represented in the form

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= \gamma_1 + i\beta_1 & \alpha_5 &= -\alpha_1 \\ \alpha_2 &= \gamma_1 - i\beta_1 & \alpha_6 &= -\alpha_2 \\ \alpha_3 &= \gamma_2 + i\beta_2 & \alpha_7 &= -\alpha_3 \\ \alpha_4 &= \gamma_2 - i\beta_2 & \alpha_8 &= -\alpha_4 \end{aligned} \tag{f}$$

with real values of  $\gamma$  and  $\beta$  Using the notation

$$\rho = \sqrt{\lambda_m} \sqrt{\frac{8\sqrt{1-\nu^2}}{c^2}} \quad \sigma = \frac{\lambda_m^2}{\rho^2} \tag{g}$$

we obtain

$$\begin{aligned} \gamma_1 &= \frac{\rho}{\sqrt[4]{8}} \sqrt{\sqrt{(1+\sigma\sqrt{2})^2+1}+1+\rho\sqrt{2}} \\ \gamma_2 &= \frac{\rho}{\sqrt[4]{8}} \sqrt{\sqrt{(1-\sigma\sqrt{2})^2+1}-(1-\rho\sqrt{2})} \\ \beta_1 &= \frac{1}{\gamma_1} \frac{\rho^2}{\sqrt{8}} \\ \beta_2 &= \frac{1}{\gamma_2} \frac{\rho^2}{\sqrt{8}} \end{aligned} \tag{h}$$

Returning to the series form of solution, we find that the general expression for the stress function becomes

$$F = \sum_{m=1}^{\infty} f_m(\varphi) \sin \frac{\lambda_m x}{a} \tag{i}$$

where  $f_m(\varphi) = C_{1m}e^{\alpha_1\varphi} + C_{2m}e^{\alpha_2\varphi} + \dots + C_{8m}e^{\alpha_8\varphi}$  (j)

and  $C_{1m}, C_{2m}, \dots$  are arbitrary constants

We are able now to calculate the respective displacements by means of the relations (306). Adding to the result the solution (c), we arrive at the following expressions for the total displacements of the middle surface of the shell

$$\begin{aligned} u &= \sum_{m=1}^{\infty} (\lambda_m f_m'' + \nu \lambda_m^3 f_m + U_{om}) \cos \frac{\lambda_m x}{a} \\ v &= \sum_{m=1}^{\infty} [(2+\nu)\lambda_m^2 f_m' - f_m''' + V_{om}] \sin \frac{\lambda_m x}{a} \\ w &= \sum_{m=1}^{\infty} (2\lambda_m^2 f_m'' - f_m'''' - \lambda_m^4 f_m + W_{om}) \sin \frac{\lambda_m x}{a} \end{aligned} \tag{k}$$

where primes denote differentiation with respect to  $\varphi$

The stress and stress components now are obtained by means of expressions (300), (301), (302), (303), (304), (305) and (306) and the boundary conditions (307), (308), (309), (310), (311), (312), (313), (314), (315), (316), (317), (318), (319), (320), (321), (322), (323), (324), (325), (326), (327), (328), (329), (330), (331), (332), (333), (334), (335), (336), (337), (338), (339), (340), (341), (342), (343), (344), (345), (346), (347), (348), (349), (350), (351), (352), (353), (354), (355), (356), (357), (358), (359), (360), (361), (362), (363), (364), (365), (366), (367), (368), (369), (370), (371), (372), (373), (374), (375), (376), (377), (378), (379), (380), (381), (382), (383), (384), (385), (386), (387), (388), (389), (390), (391), (392), (393), (394), (395), (396), (397), (398), (399), (400), (401), (402), (403), (404), (405), (406), (407), (408), (409), (410), (411), (412), (413), (414), (415), (416), (417), (418), (419), (420), (421), (422), (423), (424), (425), (426), (427), (428), (429), (430), (431), (432), (433), (434), (435), (436), (437), (438), (439), (440), (441), (442), (443), (444), (445), (446), (447), (448), (449), (450), (451), (452), (453), (454), (455), (456), (457), (458), (459), (460), (461), (462), (463), (464), (465), (466), (467), (468), (469), (470), (471), (472), (473), (474), (475), (476), (477), (478), (479), (480), (481), (482), (483), (484), (485), (486), (487), (488), (489), (490), (491), (492), (493), (494), (495), (496), (497), (498), (499), (500)

on each edge  $\varphi = \pm\varphi_0$  are necessary and sufficient to calculate the constants  $C_{m1}, \dots, C_{m8}$  associated with each integer  $m = 1, 2, 3, \dots$

As an example, let us consider the case of a vertical load uniformly distributed over the surface of the shell. From page 460 we have

$$X = 0 \quad Y = p \sin \varphi \quad Z = p \cos \varphi \tag{l}$$

Hence the coefficients of the series (a) are defined by

$$\begin{aligned} X_m &= \frac{2}{l} \int_0^l X \cos \frac{\lambda_m x}{a} dx = 0 \\ Y_m &= \frac{2}{l} \int_0^l Y \sin \frac{\lambda_m x}{a} dx = \frac{4p}{m\pi} \sin \varphi \quad (m) \\ Z_m &= \frac{2}{l} \int_0^l Z \sin \frac{\lambda_m x}{a} dx = \frac{4p}{m\pi} \cos \varphi \end{aligned}$$

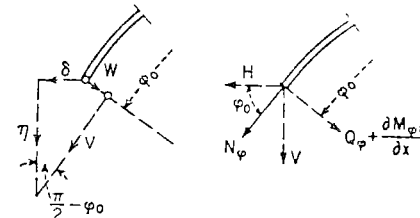


FIG. 262

in which  $m = 1, 3, 5, \dots$  An appropriate particular solution (c) is given by

$$U_{om} = A_{om} \cos \varphi \quad V_{om} = B_{om} \sin \varphi \quad W_{om} = C_{om} \cos \varphi \tag{n}$$

The coefficients  $A_{om}, B_{om},$  and  $C_{om}$  are readily obtained by substitution of the expressions (c), (n), and (m) in Eqs. (305)

To satisfy the conditions of symmetry with respect to the meridian plane  $\varphi = 0$ , a suitable form of the function (j) is

$$f_m(\varphi) = A_{1m} \cos \beta_1 \varphi \cosh \gamma_1 \varphi + A_{2m} \sin \beta_1 \varphi \sinh \gamma_1 \varphi + A_{3m} \cos \beta_2 \varphi \cosh \gamma_2 \varphi + A_{4m} \sin \beta_2 \varphi \sinh \gamma_2 \varphi \tag{o}$$

in which  $\beta_1, \beta_2, \gamma_1,$  and  $\gamma_2$  are defined by the expressions (h) and  $m = 1, 3, 5, \dots$

In order to formulate the edge conditions on  $\varphi = \pm\varphi_0$  in the simplest way, let us write the expressions for the vertical and horizontal components of the edge displacement and of the membrane forces on the edge as well (Fig. 262). We obtain

$$\eta = v \sin \varphi_0 + w \cos \varphi_0 \tag{p_1}$$

$$\delta = v \cos \varphi_0 - w \sin \varphi_0 \tag{p_2}$$

$$V = N_\varphi \sin \varphi_0 + \left( Q_\varphi + \frac{\partial M_{\varphi x}}{\partial x} \right) \cos \varphi_0 \tag{p_3}$$

$$H = N_\varphi \cos \varphi_0 - \left( Q_\varphi + \frac{\partial M_{\varphi x}}{\partial x} \right) \sin \varphi_0 \tag{p_4}$$

Finally, the rotation of the shell with respect to the edge line is expressed by

$$\chi = \frac{v}{a} + \frac{\partial w}{a \partial \varphi} \tag{p_5}$$

In all terms on the right-hand side of the foregoing expressions we have to put  $\varphi = \varphi_0$ . The following three kinds of edge conditions may be considered in particular

*Roof with Perfectly Flexible Tension Rods* (Fig. 261a) Owing to many connected spans supposed to form the roof, the deformation of the roof can be considered as symmetrical with respect to the vertical plane through an intermediate edge  $\varphi = \pm\varphi_0$ , where the displacement  $\delta$  and the rotation  $\chi$  are equal to zero.



$$v \cos \varphi_0 - w \sin \varphi_0 = 0 \quad (q_1)$$

$$v + \frac{\partial w}{\partial \varphi} = 0 \quad (q_2)$$

on  $\varphi = \varphi_0$ . Letting  $Q_0$  be the weight of the tension rod per unit length, we have, by Eq. (p<sub>3</sub>), a further condition

$$2V = Q_0 \quad (q_3)$$

in which  $Q_0$ , if constant, can be expanded in the series

$$Q_0 = \frac{4Q_0}{\pi} \sum_{m=1,3,5}^{\infty} \frac{1}{m} \sin \frac{\lambda_m x}{a} \quad (p_4)$$

Finally, the elongation  $\epsilon_x$  of the shell on the edge  $\varphi = \varphi_0$  must be equal to the elongation of the tension member. If  $A_0$  denotes the cross-sectional area of the latter and  $E_0$  the corresponding Young modulus,<sup>1</sup> then we have, for  $\varphi = \varphi_0$ ,

$$\frac{1}{E_0 A_0} \int_0^x 2N_{\varphi x} dx = \frac{\partial u}{\partial x} \quad (q_4)$$

in which the integral represents the tension force of the rod

The further procedure is as follows. We calculate four coefficients  $A_{1m}, \dots, A_{4m}$  for each  $m = 1, 3, 5, \dots$  from the conditions (q<sub>1</sub>), (q<sub>2</sub>), (q<sub>3</sub>), (q<sub>4</sub>). The stress function  $F$  is now defined by Eqs (o) and (r), and the respective displacements are given by the expressions (306) or (k). Finally, we obtain the total stress resultants by means of expressions (309) to (311), starting from the known displacements, or, for the general part of the solution, also directly from the stress function  $F$ .

*Roof over Many Spans, Stiffened by Beams* (Fig. 261b). The conditions of symmetry

$$v \cos \varphi_0 - w \sin \varphi_0 = 0 \quad (r_1)$$

$$\text{and} \quad v + \frac{\partial w}{\partial \varphi} = 0 \quad (r_2)$$

on  $\varphi = \varphi_0$  are the same as in the preceding case. To establish a third condition, let  $Q_0$  be the given weight of the beam per unit length,  $h_0$  its depth,  $E_0 I_0$  the flexural rigidity of the beam in the vertical plane, and  $A_0$  the cross-sectional area. Then the differential equation for the deflection  $\eta$  of the beam becomes

$$E_0 I_0 \frac{d^4 \eta}{dx^4} = Q_0 - 2V + 2 \frac{h_0}{2} \frac{\partial N_{\varphi x}}{\partial x} \quad (r_3)$$

the functions  $\eta$ ,  $V$ , and  $Q_0$  being given by the expressions (p<sub>1</sub>), (p<sub>2</sub>), and (p<sub>4</sub>), respectively. The last term in Eq. (r<sub>3</sub>) is due to the difference of level between the edge of the shell and the axis of the beam. As for the elongation  $\epsilon_x$  of the top fibers of the beam, it depends not only on the tension force but also on the curvature of the beam. Observing the effect of the curvature  $d^2 \eta / dx^2$ , we obtain in place of Eq. (q<sub>4</sub>) the condition

$$\frac{2}{E_0 A_0} \int_0^x N_{\varphi x} dx + \frac{h_0}{2} \frac{d^2 \eta}{dx^2} = \frac{\partial u}{\partial x} \quad (r_4)$$

<sup>1</sup> In the case of a tension member composed of two materials, say steel and concrete, a transformed cross-sectional area must be used.

The further procedure of analysis remains essentially the same as in the foregoing case.

The distribution of membrane forces and bending moments  $M_\varphi$  obtained<sup>1</sup> for the middle span of a roof, comprising three such spans in all, is shown in Fig. 263. In the direction  $x$  the span of the shell is  $l = 134.5$  ft, the surface load is  $p = 51.8$  psf, and the weight of the beam  $Q_0 = 418$  lb per ft. Stress resultants obtained by means of the membrane theory alone are represented by broken lines.

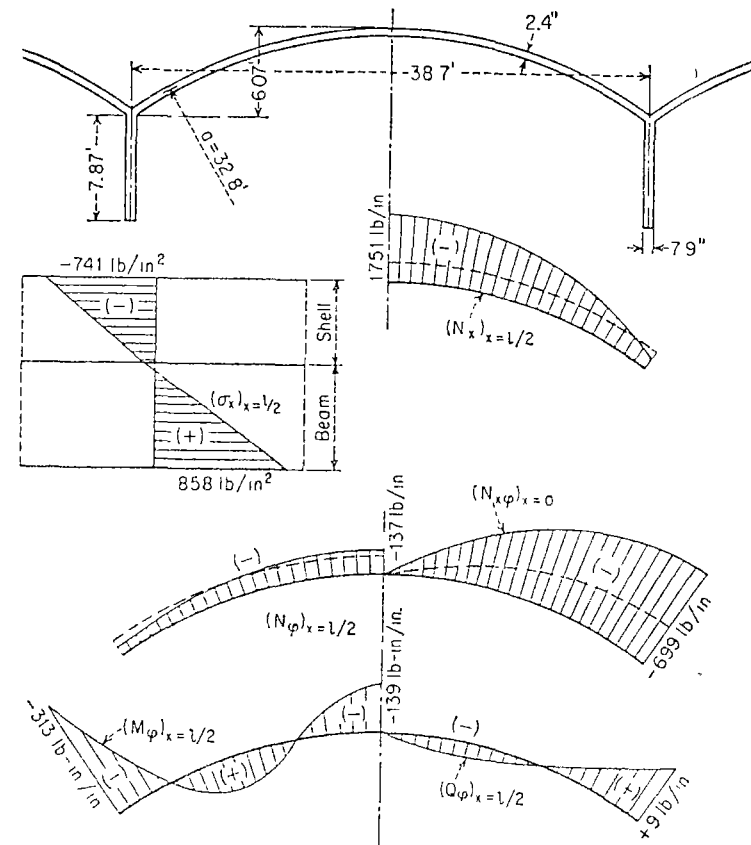


FIG. 263

*One-span Roof, Stiffened by Beams* (Fig. 265). In such a case we have to observe not only the deflection of the beam, given by the edge displacements  $\eta$  and  $\delta$ , but the rotation of the beam  $\chi$  as well (Fig. 264). The differential equation for the vertical deflection is, this time, of the form

$$E_0 I_0 \frac{d^4 \eta}{dx^4} = Q_0 - V + \frac{h_0}{2} \frac{\partial N_{\varphi x}}{\partial x} \quad (s_1)$$

<sup>1</sup> By Finsterwalder, *loc. cit.*, using the method described in Art. 124, see also *Proc. Intern. Assoc. Bridge Structural Engrs.*, vol. 1, p. 127, 1932.





the notation being the same as in the previous case. The horizontal deflection is governed in like manner by the equation

$$E_0 I'_0 \frac{d^4}{dx^4} \left( \delta - x \frac{h_0}{2} \right) = -H \quad (s_2)$$

in which  $E_0 I'_0$  denotes the flexural rigidity of the beam in the horizontal plane, whereas  $\delta$ ,  $x$ , and  $H$  are given by the expressions (p<sub>2</sub>), (p<sub>3</sub>), and (p<sub>4</sub>)

The condition of equilibrium of couples acting on an element of the beam and taken about the axis of the beam (Fig 264) yields a further equation

$$\frac{dM_t}{dx} - \frac{Hh_0}{2} + M_\varphi = 0 \quad (t)$$

where  $M_t$  is the torsional moment of the beam. Now, the relation between the moment  $M_t$ , the twist  $\theta = \partial\chi/\partial x$ , and the torsional rigidity  $C_0$  of the beam is

$$M_t = C_0 \frac{d\chi}{dx} \quad (u)$$

Substituting this in Eq (t), we obtain the third edge condition

$$C_0 \frac{d^2\chi}{dx^2} - \frac{Hh_0}{2} + M_\varphi = 0 \quad (s_3)$$

in which  $\chi$  is given by the expression (p<sub>5</sub>) and  $\varphi = \varphi_0$ .

The elongation  $\epsilon_x$  of the top fibers of the beam due to the deflection  $\delta$  may be neglected, the average value of  $\epsilon_x$  through the thickness of the beam being zero. Therefore, the condition (r<sub>4</sub>) of the foregoing case can be rewritten in the form

$$\frac{1}{E_0 A_0} \int_0^x N_{\varphi x} dx + \frac{h_0}{2} \frac{d^2\eta}{dx^2} = \frac{\partial u}{\partial x} \quad (s_4)$$

Again the remaining part of the stress analysis is reduced to the determination of the constants  $A_{1m}$ , . . . ,  $A_{4m}$  for each  $m = 1, 3, 5, \dots$  from Eqs. (s<sub>1</sub>) to (s<sub>4</sub>) and to the computation of stresses by means of the respective series.

Figure 265 shows the stress distribution in the case of a shell with  $l = 98.4$  ft and  $\varphi_0 = 45^\circ$ . It is seen in particular that the distribution of the membrane stresses  $\sigma_x$  over the depth of the whole beam, composed by the shell and both stiffeners, is far from being linear. However, by introducing  $\delta = 0$  as the edge condition instead of the condition (s<sub>2</sub>), an almost linear stress diagram 2 could be obtained. If we suppose, in addition, that the rotation  $\chi$  vanishes too, we arrive at a stress distribution given by curve 3.\*

\* For particulars of the calculation see K. Girkmann, "Flachentragwerke," 4th ed., p. 199, Springer-Verlag, Vienna, 1956. The diagrams of Figs 265 and 263 are reproduced from that book by permission from the author and the publisher.

Various simplifications can be introduced into the rather tedious procedure of stress calculation described above.

Thus, if the ratio  $l/a$  is sufficiently large, the stress resultants  $M_x$ ,  $Q_x$ , and  $M_{x\varphi}$  can be disregarded, as explained in Art 124. Again, the particular solution (c) may be replaced by a solution obtained directly by use of the membrane theory of cylindrical

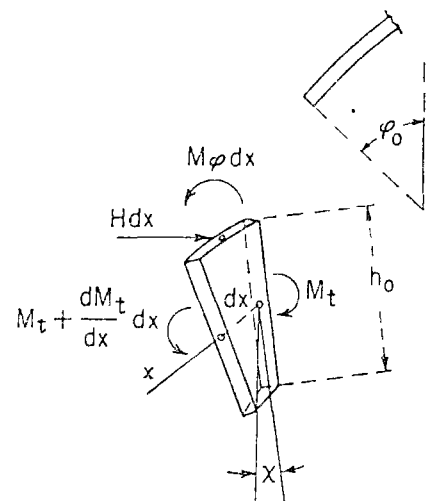


FIG 264

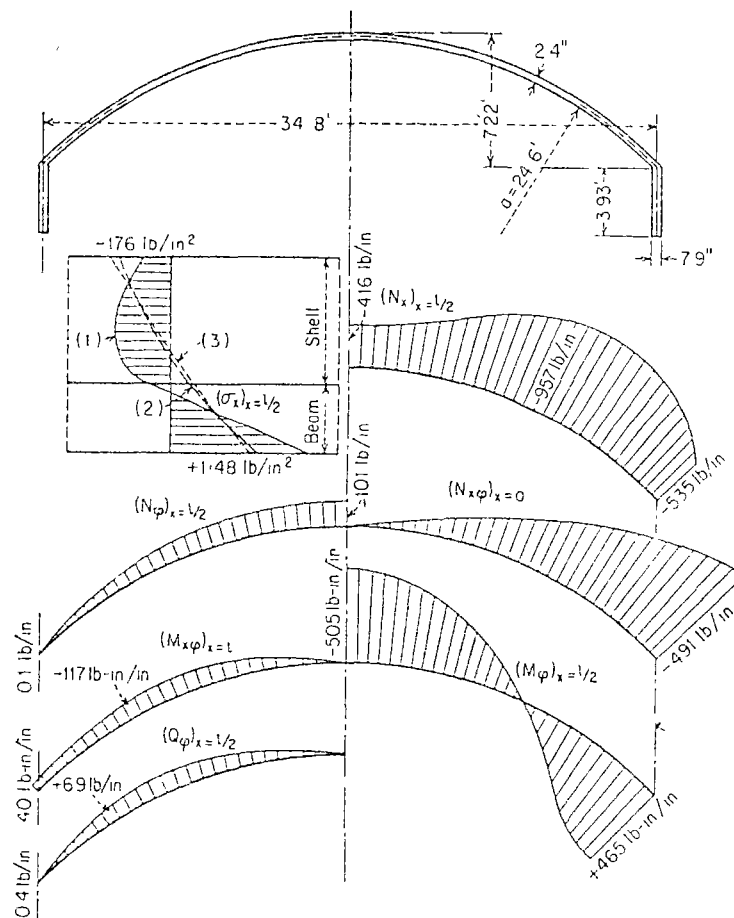


FIG 265

shells (Art 112). The corresponding displacements, needed for the formulation of the boundary conditions, could be obtained from Eqs. (309). The method considered in Art 124 is simplified still more if from all derivatives with respect to  $\varphi$  needed to represent the strain and stress components, only those of the highest order are retained.<sup>1</sup>

On the other hand, the procedure of the stress computation can be greatly reduced by use of special tables for strain and stress components due to the action of the edge

<sup>1</sup> See H. Schorer, *Proc. ASCE*, vol. 61, p. 181, 1935.



forces on the cylindrical shell.<sup>1</sup> A method of iteration<sup>2</sup> and the method of finite differences have also been used in stress analysis of shells.

If edge conditions on the supports  $x = 0$ ,  $x = l$  of the shell are other than those assumed on page 524, the stress disturbance arising from the supplementary edge forces would require special investigation.<sup>4</sup>

Provided  $l/a$  is not small, the roof shell may also be considered primarily as a beam.<sup>5</sup> Various methods of design of such a beam are based on different assumptions with respect to the distribution of membrane forces  $N_x$  over the depth of the beam. A possible procedure, for example, is to distribute the membrane forces along the contour of the shell according to the theory of elasticity and to distribute them along the generatrices according to the elementary beam theory.

In the case of very short roof shells continuous over many supports, the edge conditions on  $\varphi = \pm \varphi_0$  become secondary, and a further simplification of the stress analysis proves possible.<sup>6</sup>

So far only circular cylindrical shells have been considered, now let us consider a cylindrical shell of any symmetrical form (Fig. 266).

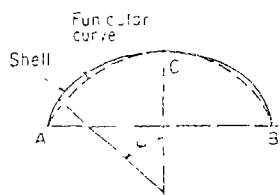


FIG. 266

Given a vertical loading varying only with the angle  $\varphi$ , we always can obtain a cylindrical surface of pressure going through the generatrices  $A$ ,  $C$ , and  $B$ . If, for instance, the load is distributed uniformly over the ground plan of the shell, the funicular curve  $ACB$  would be a parabola. Now suppose the middle surface of the shell to coincide with the surface of pressure due to a given load. The total load then is transmitted by the forces  $N_\varphi$  toward the edges  $A$  and  $B$  of the shell to be carried finally by the side beams over the whole length of the cylinder. If, instead, we want the load to be transmitted toward the end supports of the shell by the action of the membrane forces  $N_x$  and  $N_{x\varphi}$ , a shell contour overtopping the funicular (thrust-line) curve must be chosen (Fig. 266).

From the relation  $N_\varphi = -Za$  [see Eqs. (270)] we also conclude that for a vertical load, i.e., for  $Z = p_0 \cos \varphi$ , we have  $N_\varphi = -p_0 a \cos \varphi$ , where  $p_0$  is the intensity of the load. Therefore the ring forces  $N_\varphi$  on the edge vanish only when  $\varphi_0 = \pi/2$ , that is, when the tangents to the contour line of the shell are vertical at the edges  $A$  and  $B$ . This condition is satisfied by such contours as a semicircle, a semiellipse, or a cycloid,<sup>7</sup> which all overtop the pressure line due to a uniformly distributed load.

<sup>1</sup> Such tables (for  $\nu = 0.2$ ) are given by H. Lundgren in his book "Cylindrical Shells," vol. 1, Copenhagen, 1949. For tables based on a simplified differential equation due to L. H. Donnell, see D. Rudiger and J. Urban, "Kreiszylinderschalen," Leipzig, 1955. See also references, page 524.

<sup>2</sup> A. Aas-Jakobsen, *Baugenieur*, vol. 20, p. 394, 1939.

<sup>3</sup> H. Hencky, *Neuere Verfahren in der Festigkeitslehre*, Munich, 1951. For the first application of the method to stress analysis of shells, see H. Keller, *Schweiz Bauztg.*, p. 111, 1913. The relaxation method has been applied to stress analysis of shells by W. Flugge, "Federhofer-Girkmann-Festschrift," p. 17, Vienna, 1950.

<sup>4</sup> By application of Miesel's theory, *op. cit.*, or by an approximate method due to Finsterwalder, *op. cit.*

<sup>5</sup> This approach has especially been used by A. Aas-Jakobsen, *op. cit.*, p. 93.

<sup>6</sup> See B. Thurlmann, R. O. Bereuter, and B. G. Johnston, *Proc. First U.S. Natl. Congr. Appl. Mech.*, 1952, p. 347. For application of the photoelasticity method to a cylindrical shell (tunnel tube), see G. Sonntag, *Baugenieur*, vol. 31, p. 408, 1956.

<sup>7</sup> For membrane stresses in shells of this kind see, for example, G. Kuhnmann, *op. cit.*, and A. Bieeler, "Elastische Stabilität," Berlin, 1957. The bending of semi-cylindrical shells was considered by A. Aas-Jakobsen, *op. cit.*, p. 213, 1939. For other shells of cylindrical roofs, see D. Wülfemann, *Ing.-Arch.*, vol. 3, p. 501, 1936.

## CHAPTER 16

### SHELLS HAVING THE FORM OF A SURFACE OF REVOLUTION AND LOADED SYMMETRICALLY WITH RESPECT TO THEIR AXIS

127. Equations of Equilibrium. Let us consider the conditions of equilibrium of an element cut from a shell by two adjacent meridian planes and two sections perpendicular to the meridians (Fig. 267).<sup>1</sup> It can be concluded from the condition of symmetry that only normal stresses will act on the sides of the element lying in the meridian planes. The stresses can be reduced to the resultant force  $N_\theta r_1 d\varphi$  and the resultant moment  $M_\theta r_1 d\varphi$ ,  $N_\theta$  and  $M_\theta$  being independent of the angle  $\theta$  which defines the position of the meridians. The side of the element perpendicular to the meridians which is defined by the angle  $\varphi$  (Fig. 267) is acted upon by normal stresses which result in the force  $N_\varphi r_2 \sin \varphi d\theta$  and the moment  $M_\varphi r_2 \sin \varphi d\theta$  and by shearing forces which reduce the force  $Q_\varphi r_2 \sin \varphi d\theta$  normal to the shell. The external load acting upon the element can be resolved, as before, into two components  $Y r_1 r_2 \sin \varphi d\varphi d\theta$  and  $Z r_1 r_2 \sin \varphi d\varphi d\theta$  tangent to the meridians and normal to the shell, respectively. Assuming that the membrane forces  $N_\theta$  and  $N_\varphi$  do not approach their critical values,<sup>2</sup> we neglect the change of curvature in deriving the equations of equilibrium and proceed as was shown in Art. 105. In Eq. (j) of that article, obtained by projecting the forces on the tangent to the meridian, the term  $-Q_\varphi r_0$  must now be added to the left-hand side. Also, in Eq. (j), which was

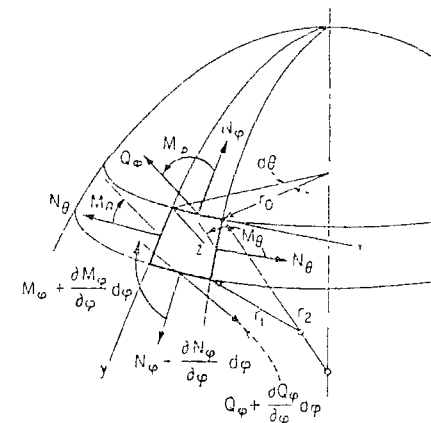


FIG. 267

<sup>1</sup> We use for radii of curvature and for angles the same notation as in Fig. 213.

<sup>2</sup> The question of buckling of spherical shells is discussed in S. Timoshenko, "Theory of Elastic Stability," p. 191, 1936.



## 6. Three-Dimensional Stress Analysis

### 6.1 Introduction

It will have become obvious to the reader by this stage of the book that there is but one further step to apply the general finite element procedure to fully three-dimensional problems of stress analysis. Such problems embrace clearly all the practical cases, though for some, the various two-dimensional approximations give an adequate and more economical 'model'.

The simplest two-dimensional continuum element was a triangle. In three dimensions its equivalent is a tetrahedron, an element with four nodal corners—and this chapter will deal with the basic formulation of such an element. Immediately, a difficulty not encountered previously is presented. It is one of ordering of the nodal numbers and, in fact, of a suitable representation of a body divided into such elements.

The first suggestions for use of the simple tetrahedral element appear to be those of Gallagher *et al.*<sup>1</sup> and Melosh<sup>2</sup>. Argyris<sup>3,4</sup> elaborated further on the theme and Rashid<sup>5</sup> has shown that with the largest modern computers such a formulation can still be applied to realistic problems.

It is immediately obvious, however, that the number of simple tetrahedral elements which has to be used to achieve a given degree of accuracy has to be very large. This will result in very large numbers of simultaneous equations in practical problems, which may place a severe limitation on the use of the method in practice. Further the band width of the resulting equation system becomes large leading to big computer storage requirements.

To realize the order of magnitude of the problems presented let us assume that the accuracy of triangle in two-dimensional analysis is comparable to that of a tetrahedron in three dimensions. If an adequate stress analysis of a square, two-dimensional region requires a mesh of some  $20 \times 20 = 400$  nodes, the total number of simultaneous equations is around 800 given two displacement variables for node (This is a fairly realistic figure.) The band width of the matrix involves 20 nodes (see chapter on computation), i.e., some 40 variables

An equivalent three-dimensional region is that of a cube with  $20 \times 20 \times 20 = 8000$  nodes. The total number of simultaneous equations is now some 24,000 as three displacement variables have to be specified. Further the band width involves now an interconnection of some  $20 \times 20 = 400$  nodes or 1200 variables.

Given that with usual solution techniques the computation effort is roughly proportional to the number of equations and to the square of the band width, the magnitude of the problems can be appreciated. It is not surprising therefore that efforts to improve accuracy by use of complex elements with many degrees of freedom have been strongest in the area of three-dimensional analysis<sup>6,7,8,9,10</sup>. The use and practical application of such elements will be described in the following chapters. However, the presentation of this chapter gives all the necessary ingredients of formulation for three-dimensional elastic problems and so follows directly from the previous ones. Extension to more elaborate elements will be self evident.

### 6.2 Tetrahedral Element Characteristics

6.2.1 *Displacement functions.* Figure 6.1 illustrates a tetrahedral element  $i, j, m, p$  in space defined by the  $x, y,$  and  $z$  co-ordinates

The state of displacement of a point is defined by three displacement components,  $u, v,$  and  $w$  in directions of the three co-ordinates  $x, y,$  and  $z$ . Thus

$$\{f\} = \begin{Bmatrix} u \\ v \\ w \end{Bmatrix} \quad (6.1)$$

Just as in a plane triangle where a linear variation of a quantity was defined by its three nodal values, here a linear variation will be defined by the four nodal values. In analogy to Eq (4.3) we can write, for instance

$$u = \alpha_1 + \alpha_2 x + \alpha_3 y + \alpha_4 z \quad (6.2)$$

Equating the values of displacement at the nodes we have four equations of the type

$$u_i = \alpha_1 + \alpha_2 x_i + \alpha_3 y_i + \alpha_4 z_i \text{ etc} \quad (6.3)$$

from which  $\alpha_1$  to  $\alpha_4$  can be evaluated

Again, it is possible to write this solution in the form similar to that of



100  
100  
100

100  
100  
100

100  
100  
100

100  
100  
100

100  
100  
100

100  
100  
100

100  
100  
100

100  
100  
100

100  
100  
100

100  
100  
100

100  
100  
100

100  
100  
100

100  
100  
100

100  
100  
100

100  
100  
100

100  
100  
100

100  
100  
100

100  
100  
100

100  
100  
100

100  
100  
100

100  
100  
100

100  
100  
100

100  
100  
100

100  
100  
100

100  
100  
100

100  
100  
100

100  
100  
100

100  
100  
100

100  
100  
100

100  
100  
100

100  
100  
100

100  
100  
100

100  
100  
100

100  
100  
100

100  
100  
100

100  
100  
100

100  
100  
100

100  
100  
100

100  
100  
100

100  
100  
100

100  
100  
100

100  
100  
100

100  
100  
100

100  
100  
100

100  
100  
100

Eq (4.5) by using a determinant form, i.e.

$$u = \frac{1}{6V} \left\{ \begin{aligned} &(a_i + b_i x + c_i y + d_i z)u_i \\ &+ (a_j + b_j x + c_j y + d_j z)u_j \\ &+ (a_m + b_m x + c_m y + d_m z)u_m \\ &+ (a_p + b_p x + c_p y + d_p z)u_p \end{aligned} \right\} \quad (6.4)$$

with

$$6V = \det \begin{vmatrix} 1 & x_i & y_i & z_i \\ 1 & x_j & y_j & z_j \\ 1 & x_m & y_m & z_m \\ 1 & x_p & y_p & z_p \end{vmatrix} \quad (6.5a)$$

in which, incidentally, the value  $V$  represents the volume of the tetrahedron. By expanding the other relevant determinants into their co-factors

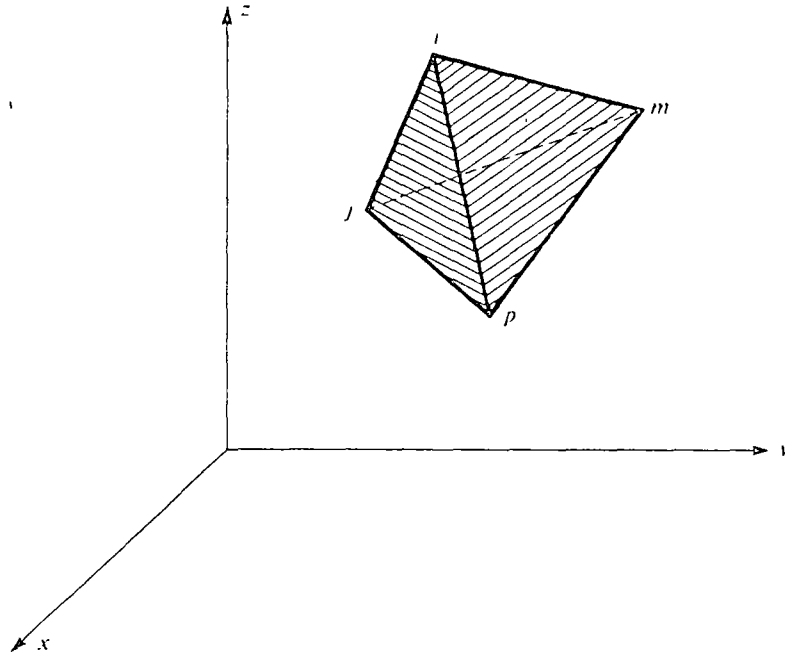


Fig 6.1 A tetrahedral volume (Always use a consistent order of numbering, e.g., starting with  $p$  count the other nodes in an anti-clockwise order as viewed from  $p$ — $pjym$  or  $mipj$  etc)

we have

$$a_i = \det \begin{vmatrix} x_j & y_j & z_j \\ x_m & y_m & z_m \\ x_p & y_p & z_p \end{vmatrix}, \quad b_i = -\det \begin{vmatrix} 1 & y_j & z_j \\ 1 & y_m & z_m \\ 1 & y_p & z_p \end{vmatrix} \quad (6.5b)$$

$$c_i = -\det \begin{vmatrix} x_j & 1 & z_j \\ x_m & 1 & z_m \\ x_p & 1 & z_p \end{vmatrix}, \quad d_i = -\det \begin{vmatrix} x_j & y_j & 1 \\ x_m & y_m & 1 \\ x_p & y_p & 1 \end{vmatrix}$$

with the other constants defined by cyclic interchange of the subscripts in the order  $p, i, j, m$

The ordering of nodal numbers  $p, i, j, m$  must follow a 'right-hand' rule obvious from Fig 6.1. In this the first three nodes are numbered in an anti-clockwise manner when viewed from the last one.

The element displacement is defined by the twelve displacements of the nodes as

$$\{\delta\}^e = \begin{Bmatrix} \delta_i \\ \delta_j \\ \delta_m \\ \delta_p \end{Bmatrix} \quad (6.6)$$

with

$$\{\delta_i\} = \begin{Bmatrix} u_i \\ v_i \\ w_i \end{Bmatrix} \text{ etc}$$

We can write the displacements of an arbitrary point as

$$\{f\} = [IN'_i, IN'_j, IN'_m, IN'_p]\{\delta\}^e \quad (6.7)$$

with scalars defined as

$$N'_i = (a_i + b_i x + c_i y + d_i z)/6V \text{ etc} \quad (6.8)$$

and  $I$  being a three by three identity matrix

Once again the displacement functions used will obviously satisfy continuity requirements on interfaces between various elements. This fact is a direct corollary of the linear nature of the variation of displacements.

6.2.2 Strain matrix Six strain components are relevant in full three-





dimensional analysis. The strain matrix can now be defined as

$$\{\epsilon\} = \begin{Bmatrix} \epsilon_x \\ \epsilon_y \\ \epsilon_z \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{zx} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \frac{\partial u}{\partial x} \\ \frac{\partial v}{\partial y} \\ \frac{\partial w}{\partial z} \\ \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \\ \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \\ \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \end{Bmatrix} \quad (6.9)$$

following the standard notation of Timoshenko's elasticity text. Using Eqs (6.4) to (6.7) it is an easy matter to verify that

$$\{\epsilon\} = [B]\{\delta\}^e = [B_i, B_j, B_m, B_p]\{\delta\}^e \quad (6.10)$$

in which

$$[B_i] = \begin{bmatrix} \frac{\partial N'_i}{\partial x} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{\partial N'_i}{\partial y} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{\partial N'_i}{\partial z} \\ \frac{\partial N'_i}{\partial y} & \frac{\partial N'_i}{\partial x} & 0 \\ 0 & \frac{\partial N'_i}{\partial z} & \frac{\partial N'_i}{\partial y} \\ \frac{\partial N'_i}{\partial z} & 0 & \frac{\partial N'_i}{\partial x} \end{bmatrix} = \frac{1}{6V} \begin{bmatrix} b_i & 0 & 0 \\ 0 & c_i & 0 \\ 0 & 0 & d_i \\ c_i & b_i & 0 \\ 0 & d_i & c_i \\ d_i & 0 & b_i \end{bmatrix} \quad (6.11)$$

with other submatrices obtained in a similar manner simply by interchange of subscripts.

Initial strains, such as those due to thermal expansion, can be written in the usual way as a six-component vector which, for example, in an isotropic thermal expansion is simply

$$\{\epsilon_0\} = \begin{Bmatrix} \alpha\theta^e \\ \alpha\theta^e \\ \alpha\theta^e \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (6.12)$$

with  $\alpha$  being the expansion coefficient and  $\theta^e$  the average element temperature rise

6.2.3 Elasticity matrix With complete anisotropy the  $[D]$  matrix relating the six stress components to the strain components can contain 21 independent constants (*vide* section 4.2.4).

In general, thus

$$\{\sigma\} = \begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_z \\ \tau_{xy} \\ \tau_{yx} \\ \tau_{zx} \end{Bmatrix} = [D](\{\epsilon\} - \{\epsilon_0\}) + \{\sigma_0\} \quad (6.13)$$

Although no difficulty presents itself in computation when dealing with such materials, since the multiplication will never be carried out explicitly, it is convenient to recapitulate here the  $[D]$  matrix for an isotropic material. This, in terms of the usual elastic constants  $E$  (modulus) and  $\nu$  (Poisson's ratio), can be written as

$$[D] = \frac{E(1-\nu)}{(1+\nu)(1-2\nu)} \begin{bmatrix} 1 & \nu/(1-\nu) & \nu/(1-\nu) & 0 & 0 & 0 \\ & 1 & \nu/(1-\nu) & 0 & 0 & 0 \\ & & 1 & 0 & 0 & 0 \\ & & & 1 & 0 & 0 \\ \times & \text{symmetric} & & & \frac{(1-2\nu)}{2(1-\nu)} & 0 \\ & & & & & \frac{(1-2\nu)}{2(1-\nu)} \\ & & & & & & \frac{(1-2\nu)}{2(1-\nu)} \end{bmatrix} \quad (6.14)$$

3°



28

10% 10%

10% 10%

6.2.4 *Stiffness, stress, and load matrices* The stiffness matrix defined by the general relationship Eq. (2.10) can be now explicitly integrated since the strain and stress components are constant within the element

The general  $rs$  submatrix of the stiffness matrix will be a three by three matrix defined as

$$[k_{rs}] = [B_r]^T [D] [B_s] V \quad (6.15)$$

where  $V$  represents the volume of the elementary tetrahedron

The nodal forces due to the initial strain become, similarly to Eq. (4.31)

$$\{F_i\}_{\epsilon_0}^e = -[B]^T [D] \{\epsilon_0\} V \quad (6.16)$$

or partitioning

$$\{F_i\}_{\epsilon_0}^e = -[B]^T [D] \{\epsilon_0\} V$$

with similar expression for forces due to initial stresses

In fact, the similarity with the expressions and results of Chapter 4 is such that further explicit formulation is unnecessary. The reader will find no difficulty in repeating the various steps needed for the formulation of a computer program

Distributed body forces can once again be expressed in terms of their  $X$ ,  $Y$ , and  $Z$  components or in terms of the body-force potential. Not surprisingly, it will once more be found that if the body forces are constant the nodal components of the total resultant are distributed in four equal parts (*vide* Eq. (4.34)).

### 6.3 Composite Elements with Eight Nodes

The division of a space volume into individual tetrahedra sometimes presents difficulties of visualization and could easily lead to errors in nodal

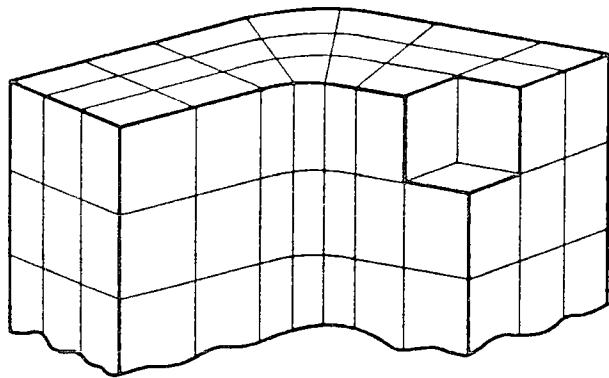


Fig 6.2 A systematic way of dividing a three-dimensional object into 'brick'-type elements

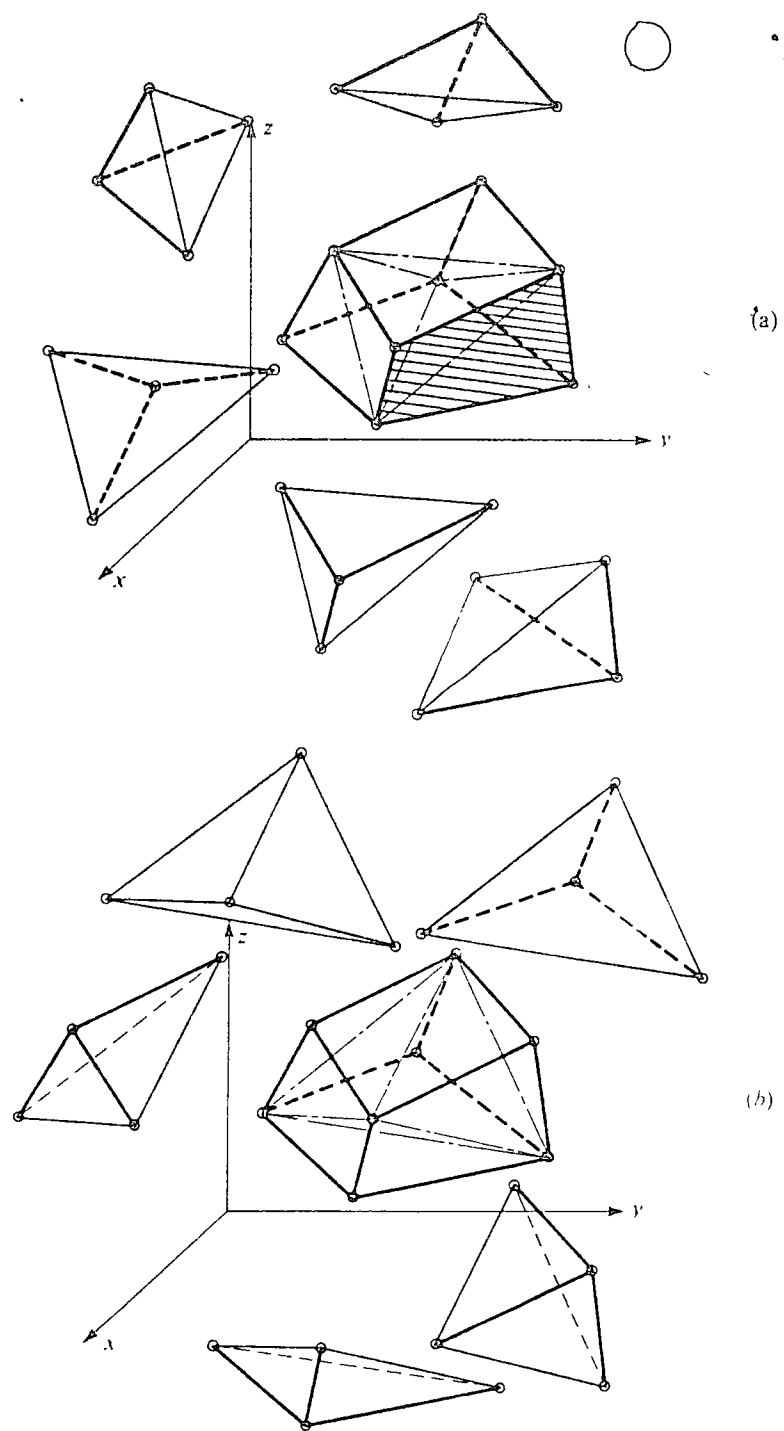
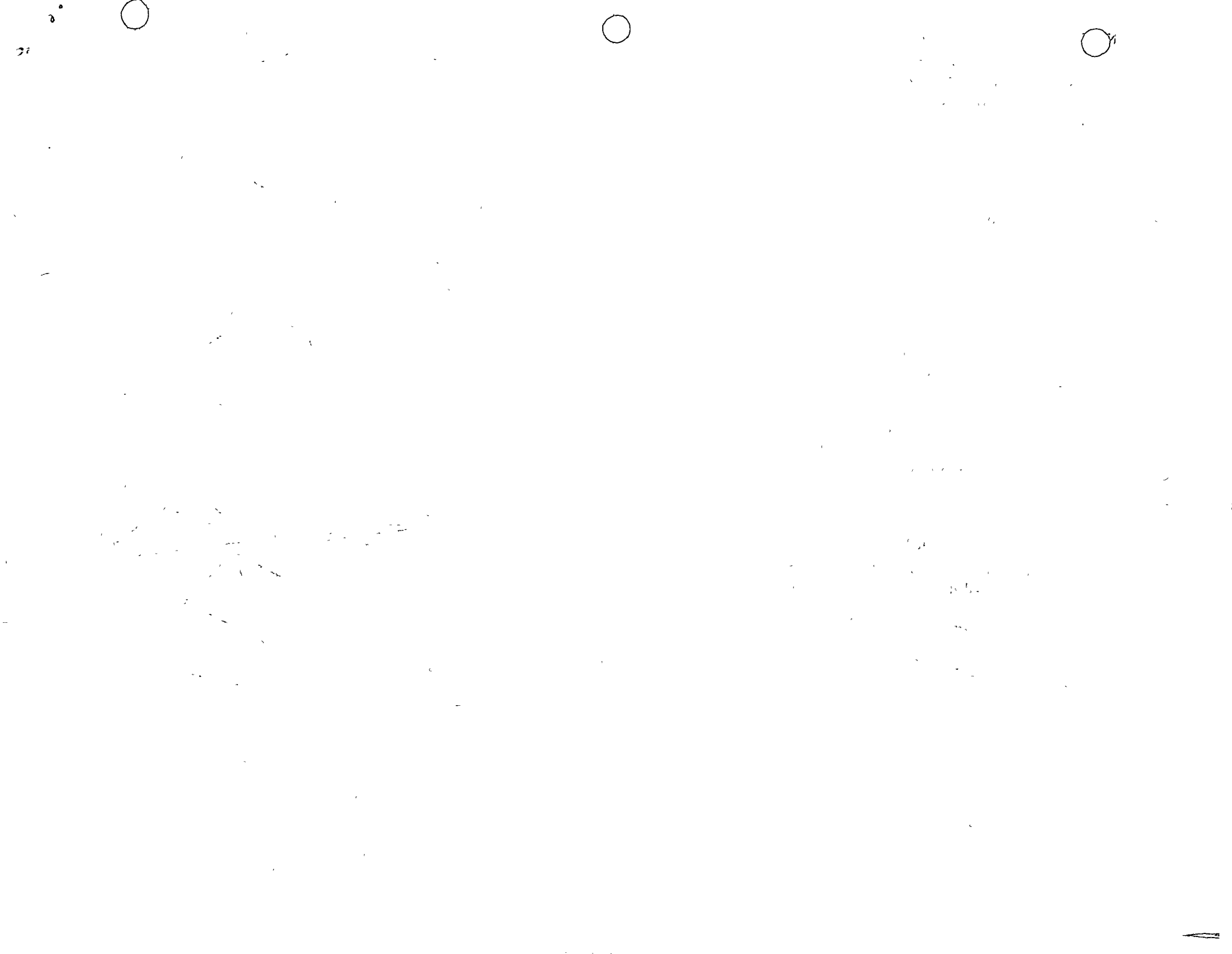


Fig 6.3 Composite element with eight nodes and its subdivision into five tetrahedra by alternatives (a) or (b)



numbering, etc. A more convenient subdivision of space is into eight-cornered brick elements. By sectioning a three-dimensional body parallel sections can be drawn and, each one being subdivided into quadrilaterals a systematic way of element definition could be devised as in Fig 6.2.

Such elements could be assembled automatically from several tetrahedra and the process of creating these tetrahedra left to a simple logical program. For instance Fig. 6 3 shows how a typical brick can be divided into five tetrahedra in two (and only two) distinct ways. Indeed by averaging the two types of subdivision a slight improvement of accuracy can be obtained. Stresses could well be presented as averages for a whole brick-like element.

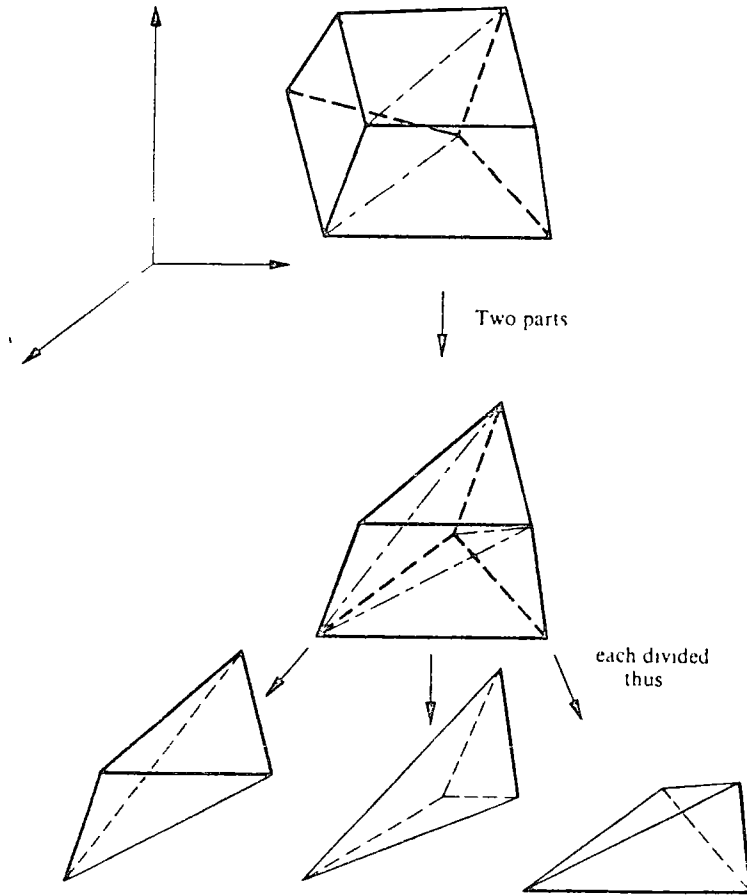


Fig 6 4 A systematic way of splitting an eight-cornered brick into six tetrahedra

In Fig 6 4 an alternative subdivision of a brick into six tetrahedra is shown. Here obviously the number of alternatives is very great

In later chapters it will be seen how the subdivision into such basic bricks can be used effectively with more complex types of elements

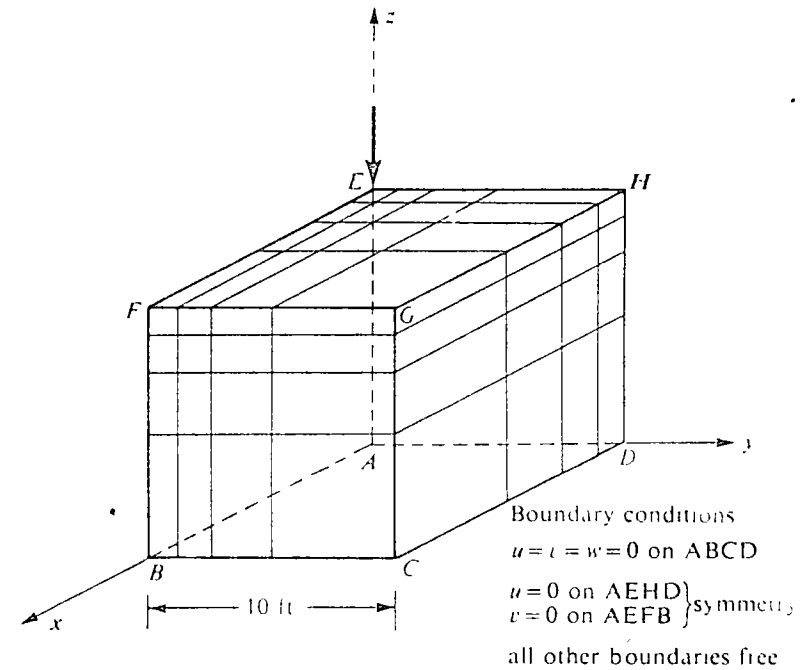


Fig 6 5 The Boussinesq problem as one of three-dimensional stress analysis

### 6 4 Examples and Concluding Remarks

A simple, illustrative example of application of simple, tetrahedral, elements is shown in Figs 6 5 and 6 6. Here the well-known Boussinesq problem of an elastic halfspace with a point load is approximated to by analysing a cubic volume of space. Use of symmetry is made to reduce the size of the problem and the boundary displacements are prescribed in a manner shown in Fig 6 5. As zero displacements were prescribed at a finite distance below the load a correction obtained from the exact expression was applied before executing the plots shown in Fig 6 6. Comparison of both stresses and displacement appears reasonable although it will be appreciated that the division is very coarse. However, even this trivial problem involved the solution of some 375 equations. More ambitious problems treated with simple tetrahedra are given in references 5 and 11. Figure 6 7, taken from the former, illustrates an analysis of a complex

3



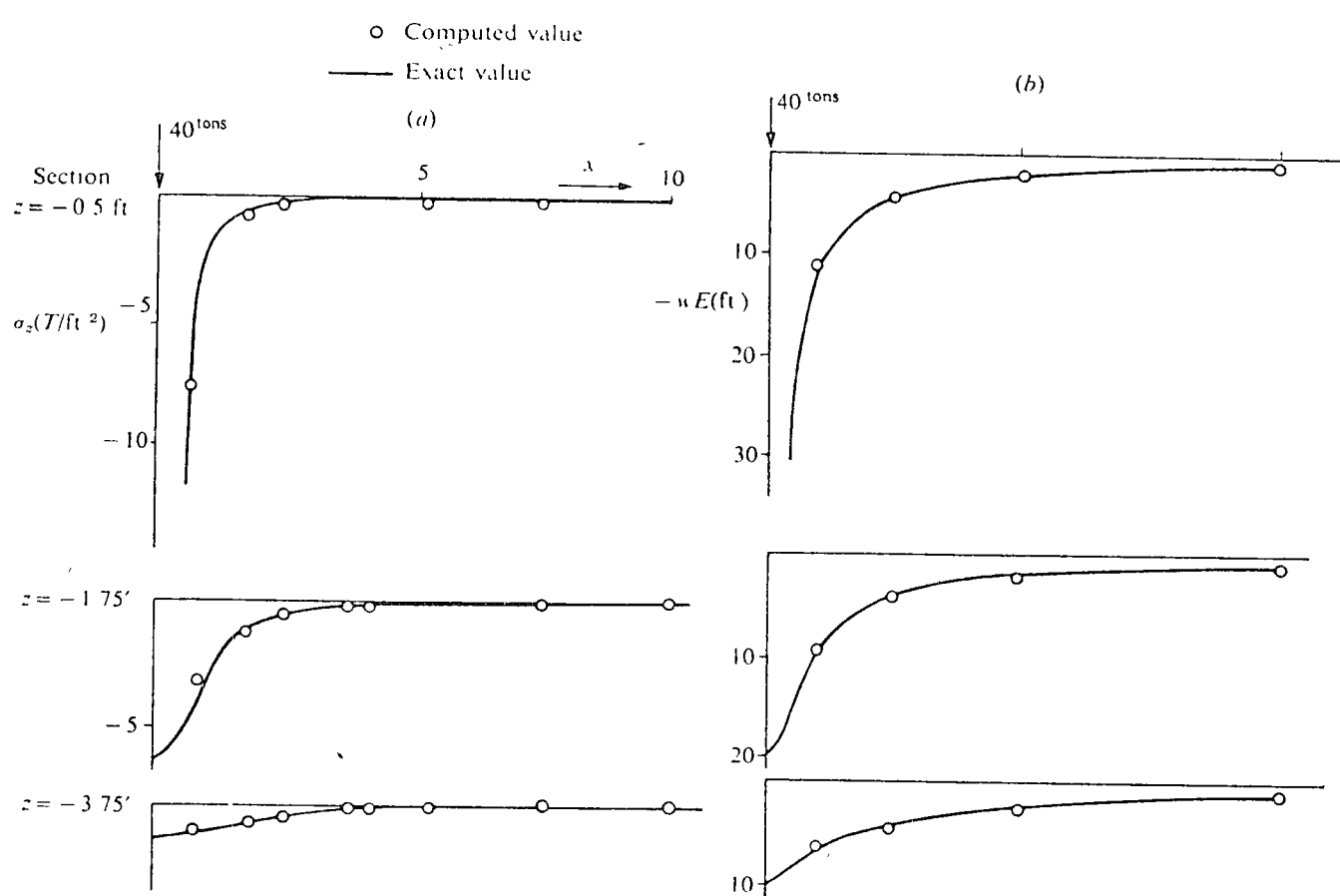


Fig 6.6 The Boussinesq problem (a) vertical stresses ( $\sigma_z$ ), (b) vertical displacements ( $w$ )

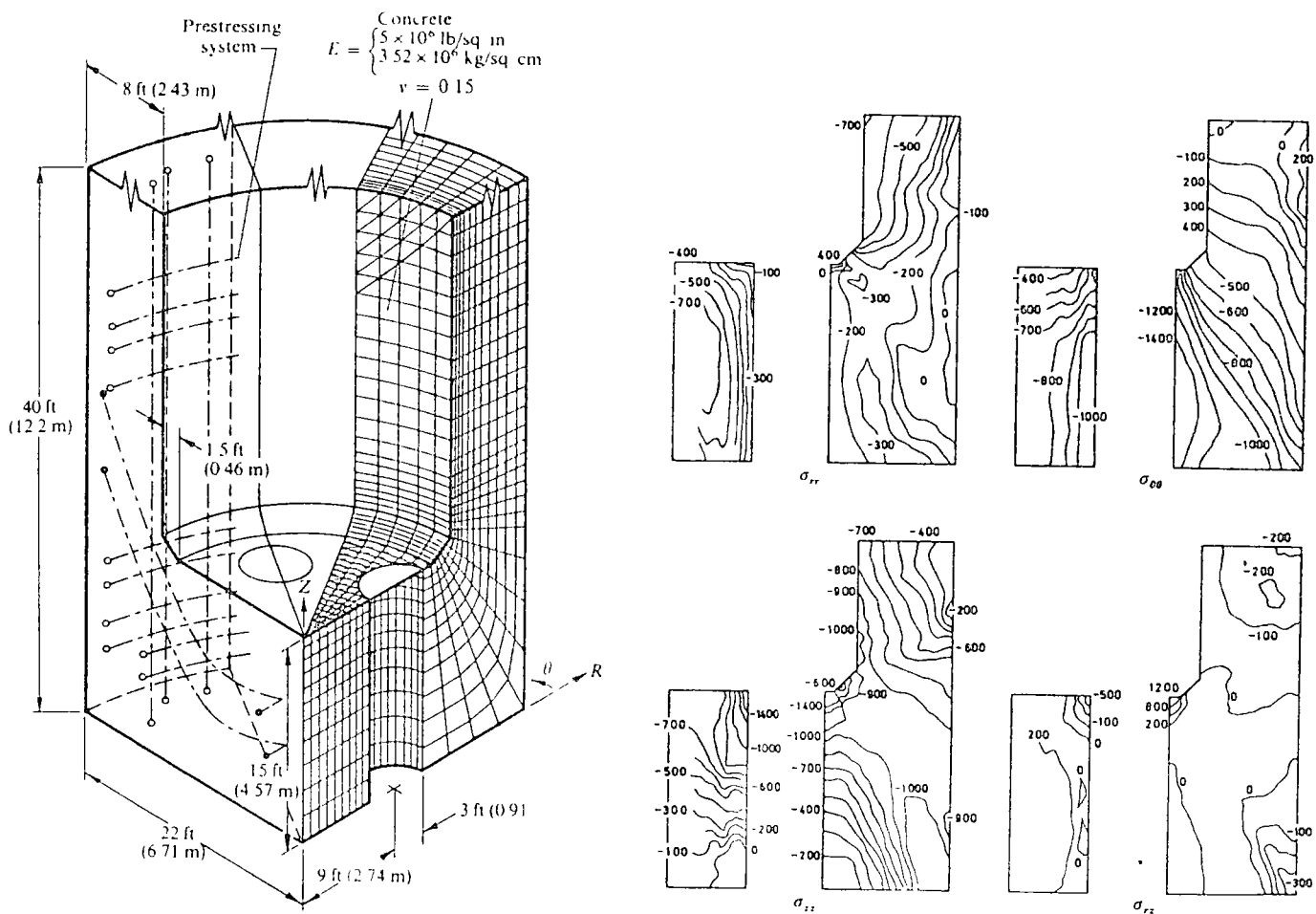


Fig 6.7 A nuclear pressure vessel analysis using tetrahedral elements. Geometry subdivision and some stress results





pressure vessel. Some 10,000 degrees of freedom are involved in this analysis. In Chapter 9 it will be seen how the use of complex elements permit a sufficiently accurate analysis to be performed with a much smaller total number of degrees of freedom for a very similar problem

#### References

- 1 R H GALLAGHER, J PADLOG, P P BIJLAARD, 'Stress analysis of heated complex shapes', *A R S Journal*, 700-7, 1962
- 2 R J MELOSH, 'Structural analysis of solids', *Proc Amer Soc Civ Eng*, S.T.4, 205-23, Aug 1963
- 3 J H. ARGYRIS, 'Matrix analysis of three-dimensional elastic media—small and large displacements', *J A I A A*, 3, 45-51, Jan 1965
- 4 J H ARGYRIS, 'Three-dimensional anisotropic and inhomogeneous media—matrix analysis for small and large displacements', *Ingenieur Archiv*, 34, 33-55, 1965
- 5 Y R. RASHID and W ROCKENHAUSER, 'Pressure vessel analysis by finite element techniques', *Proc Conf on Prestressed Concrete Pressure Vessels*, Inst Civ Eng, 1968
- 6 J H ARGYRIS, 'Continua and Discontinua', *Proc Conf Matrix Methods in Structural Mechanics*, Wright Patterson Air Force Base, Ohio, Oct 1965
- 7 B M IRONS, 'Engineering applications of numerical integration in stiffness methods', *J A I A A*, 4, 2035-7, 1966
- 8 J ERGATOUDIS, B M IRONS, and O C ZIENKIEWICZ, 'Three dimensional analysis of arch dams and their foundations', *Proc Symp Arch Dams*, Inst Civ Eng, 1968
- 9 J H ARGYRIS and J C REDSHAW, 'Three dimensional analysis of two arch dams by a finite element method', *Proc Symp Arch Dams*, Inst Civ Eng, 1968.
- 10 S FJELD, 'Three dimensional theory of elastics', *Finite Element Methods in Stress Analysis*, ed I Holand and K Bell, Tech. Univ of Norway, Tapir Press, Trondheim, 1969
- 11 J OLIVEIRA PEDRO, Thesis 1967, Laboratorio Nacional de Engenharia Civil, Lisbon

## 7. Element Shape Functions— Some General Families

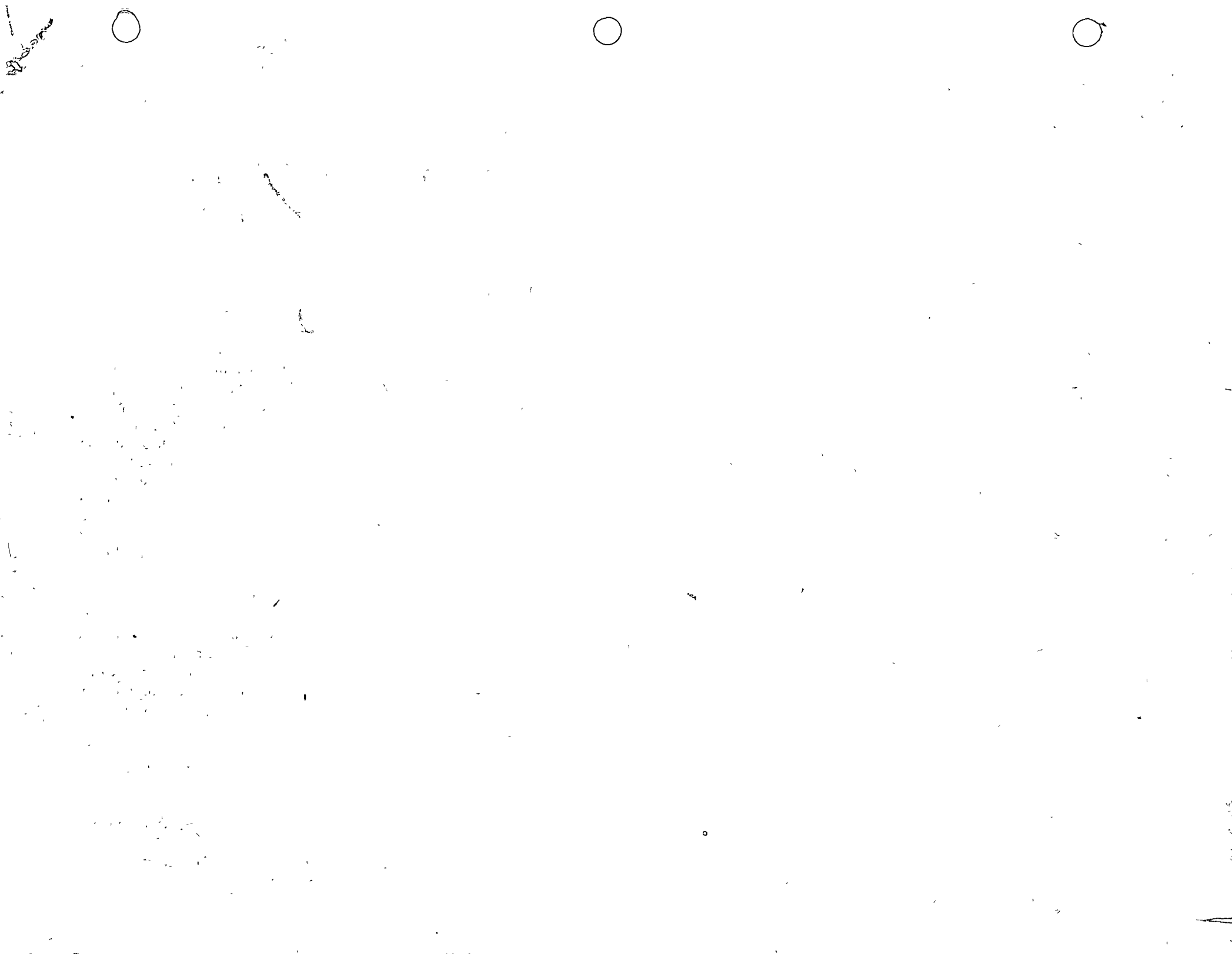
### 7.1 Introduction

In the three previous chapters the reader was shown in some detail how linear elasticity problems could be formulated and solved using very simple finite element forms. Although the detailed algebra was concerned with shape functions which arose from triangular and tetrahedral shapes only it should by now be obvious that other element forms could equally well be used. Indeed, once the element and the corresponding shape functions are determined, subsequent operations follow a standard, well-defined path which could be entrusted to an algebraist not familiar with the physical aspects of the problem. It will be seen later that in fact it is possible to program a computer to deal with wide classes of problems by specifying the shape functions only. The choice of these is, however, a matter to which intelligence has to be applied and in which the human factor remains paramount. In this chapter some rules for generation of several families of one-, two-, and three-dimensional elements will be presented.

In the problems of elasticity illustrated in Chapters 4, 5, and 6 the displacement variable was a vector with two or three components and the shape functions were written in a matrix form. They were, however, derived for each component separately and in fact the matrix expressions in these were derived by multiplying a scalar function by an identity matrix (e.g., Eqs (4.7), (5.3), and (6.7)). We shall therefore concentrate in this chapter on the scalar shape function forms omitting the prime and calling these simply  $N_i$ .

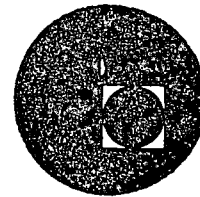
The shape functions used in the displacement formulation of elasticity problems were such that to satisfy the convergence criteria of Chapters 2 and 3

- (a) the continuity of the unknown only had to occur between elements (i.e., slope continuity is not required)
- (b) the function has to allow any arbitrary linear form to be taken so





centro de educación continua  
división de estudios superiores  
facultad de ingeniería, unam

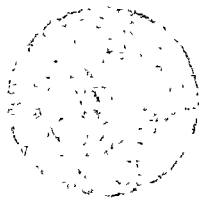


DISEÑO OPERACION Y MANTENIMIENTO DE CALDERAS  
Y RECIPIENTES A PRESION



M. EN I. JORGE LOPEZ RIOS

JULIO DE 1976.



Submitted to the Board of Directors  
of the [illegible] Corporation  
on [illegible] [illegible] [illegible]

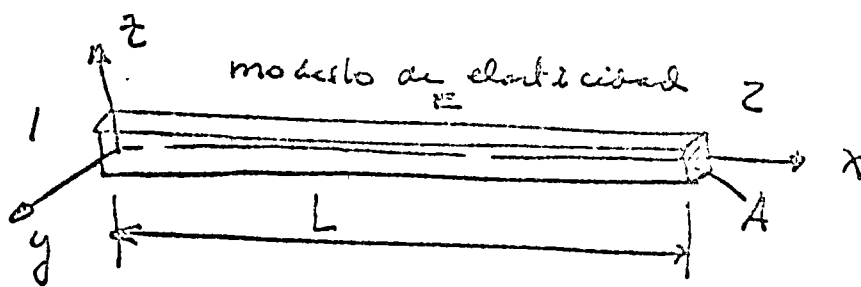


# FORMACION DE MATRICES DE RIGIDEZ EN ESTRUCTURAS

## TURAS

El ejemplo mas simple para la formación de las matrices de rigidez se plantea en el trabajo de una barra a forma axial donde ademas con facilidad se obtiene el cambio en la matriz de rigidez debido a la selección de un sistema de referencia general diferente al particular de la barra.

1) Formación de la matriz de rigidez referida a un sistema particular de la barra que sea lo mas comodo posible y que sea por convención igual a todas las barras que puedan componer la estructura.



El sistema mostrado en la figura es el sistema elegido como sistema particular. Una necesidad inmediata a la elección de los ejes es definir extremos en ella que se llamaran 1 y 2 lo cual implica que la barra sea su eje con dirección o sentido (1 → 2) que por simbolización han de ser  $\vec{e}_x$ .

Elegido el sistema particular y en extremo solo queda relacionar sus propiedades mecánicas de deformación y fuerza lo que constituye en si la matriz de rigideces.

Para fuerzas axiales basta la ley de Hooke para formar la matriz de rigideces. Segun otra si llamamos.

al movimiento en 1  $u_1$  y en 2  $u_2$  se tiene que

$$\sigma = E \epsilon.$$

$$\text{por } \sigma = \frac{P_1}{A} \text{ y } \epsilon = \frac{u_1 - u_2}{L} \text{ luego}$$

$$\frac{P_1}{A} = E \left( \frac{u_1 - u_2}{L} \right) = \frac{E}{L} (u_1 - u_2)$$

$$P_1 = \frac{EA}{L} (u_1 - u_2)$$

Ahora por equilibrio  $P_1 = -P_2 \rightarrow P_2 = -P_1$  o sea

$$P_2 = \frac{EA}{L} (u_2 - u_1)$$

Organizando estos resultados:

$$\left. \begin{aligned} P_1 &= \frac{EA}{L} (u_1 - u_2) \\ P_2 &= \frac{EA}{L} (u_2 - u_1) \end{aligned} \right\} \begin{bmatrix} P_1 \\ P_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} k & -k \\ -k & k \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{bmatrix}$$

$$\bar{P} = K \bar{u}$$

$$\text{Si } k = \frac{EA}{L}$$

Como puede observarse la matriz de rigideces que es singular ya que su determinante es igual a cero. y por lo tanto no es invertible esto a nivel fisico significa que no a todos los estados de deformación corres-

por lo que uno de los modos es el que puede existir un movimiento tal relacionado  $u_1$  y  $u_2$  que no origine fuerzas, esto

movimiento en realidad como primer al de un cuerpo rígido que en nuestro caso está definido por  $u_1 = u_2$  como puede comprobarse si simplemente sustituimos los en la ecuación anterior

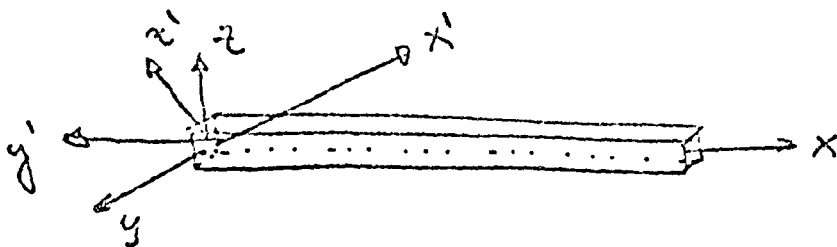
$$\begin{bmatrix} k & -k \\ -k & k \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} k u_1 - k u_1 \\ k u_1 - k u_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

Si al contrario se desea encontrar esta relación basta con igualar el sistema con  $P_1 = P_2 = 0$  esto es:

$$\begin{bmatrix} k & -k \\ -k & k \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} \rightarrow u_1 = u_2.$$

En general todas las matrices de rigidez referidas al sistema particular de la base serán singulares y las totales de una estructura si no tiene el mismo suficiente de grados de libertad restringidos.

Supongamos que ahora se quiere llevar este sistema a un sistema de referencia en el espacio diferente del particular al cual denominamos global de la estructura, y se denique



como aparece en la figura en primas.

Respecto al nuevo sistema el eje de la barra desplazada como  
 un eje rotatorio  $\bar{n}$  tiene los ejes asociados  $\alpha$   $\beta$   $\gamma$ . Luego  
 la transformación de desplazamiento será:

$$\begin{bmatrix} u_{1x} \\ u_{1y} \\ u_{1z} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \alpha \\ \beta \\ \gamma \end{bmatrix} u_1; \quad \text{y} \quad \begin{bmatrix} u_{2x} \\ u_{2y} \\ u_{2z} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \alpha \\ \beta \\ \gamma \end{bmatrix} u_2$$

Si a  $\begin{bmatrix} u_{1x} \\ u_{1y} \\ u_{1z} \end{bmatrix}$  se le llama  $\bar{u}_1$  y a  $\begin{bmatrix} u_{2x} \\ u_{2y} \\ u_{2z} \end{bmatrix}$  se le llama  $\bar{u}_2$

y a  $\begin{bmatrix} \alpha \\ \beta \\ \gamma \end{bmatrix} = T$  luego  $\bar{u}_1 = T u_1$   $\bar{u}_2 = T u_2$

y podemos construir una transformación mixta por los  
 dos desplazamientos:

$$\begin{bmatrix} \bar{u}_1 \\ \bar{u}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T & 0 \\ 0 & T \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{bmatrix} = T_0 \bar{u}$$

$6 \times 1$        $6 \times 2$      $2 \times 1$   
}  
 $6 \times 1$

en donde 0 significa la matriz  $\begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$  explicitamente.

$$\begin{bmatrix} \alpha & 0 \\ \beta & 0 \\ \gamma & 0 \\ 0 & \alpha \\ 0 & \beta \\ 0 & \gamma \end{bmatrix}$$

Por lo que respecta al equilibrio puede decirse lo si-  
 guiente:



$$P_1 = P_{1x}\alpha + P_{1y}\beta + P_{1z}\gamma$$

$$P_2 = P_{2x}\alpha + P_{2y}\beta + P_{2z}\gamma$$

esto  $\Rightarrow$ :

$$\begin{bmatrix} P_1 \\ P_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \alpha & \beta & \gamma & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \alpha & \beta & \gamma \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_{1x} \\ P_{1y} \\ P_{1z} \\ P_{2x} \\ P_{2y} \\ P_{2z} \end{bmatrix}$$

$$\bar{P} = T_0^t \bar{P}' \quad \text{esta ecuación y } \bar{u}' = T_0 \bar{u}$$

Constituyen el principio de contradicción que puede demostrarse en general en el principio del trabajo virtual.

Vemos una extensión de esto de la siguiente manera.

también es cierto que

$$u_1 = \alpha u_{1x} + \beta u_{1y} + \gamma u_{1z}$$

$$u_2 = \alpha u_{2x} + \beta u_{2y} + \gamma u_{2z}$$

esto  $\Rightarrow$ :

$$\begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \alpha & \beta & \gamma & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \alpha & \beta & \gamma \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_{1x} \\ u_{1y} \\ u_{1z} \\ u_{2x} \\ u_{2y} \\ u_{2z} \end{bmatrix} = T_0^t \bar{u}'$$

$$\text{esto } \Rightarrow \bar{u} = T_0^t \bar{u}'$$

entonces según el principio de contradicción ante cualquier que  $\bar{P}' = T_0 \bar{P}$  y efectivamente desarrollando

se tiene:

$$\begin{bmatrix} P_{ix} \\ P_{iy} \\ P_{iz} \\ P_{2ix} \\ P_{2iy} \\ P_{2iz} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \alpha & 0 \\ \beta & 0 \\ \gamma & 0 \\ 0 & \alpha \\ 0 & \beta \\ 0 & \gamma \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_1 \\ P_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \alpha P_1 \\ \beta P_1 \\ \gamma P_1 \\ \alpha P_2 \\ \beta P_2 \\ \gamma P_2 \end{bmatrix}$$

que si se cumple por equilibrio.

La transformación entera al sistema de referencia general sería

$$\text{Se debe cumplir que } \bar{P} = K \bar{u}$$

pero si  $\bar{u} = T_0^t \bar{u}'$  luego  $\bar{P} = K T_0^t \bar{u}'$  y si se pre-  
multiplica por  $T_0$  se tiene  $T_0 \bar{P} = T_0 K T_0^t \bar{u}'$  pero  
 $T_0 \bar{P} = P'$  luego  $P' = T_0 K T_0^t \bar{u}'$  luego finalmente la  
matriz de rigideces transformada será  $T_0 K T_0^t$  que se puede  
denotar como

$$K' = \begin{matrix} 6 \times 2 & 2 \times 2 & 2 \times 6 \\ \begin{bmatrix} \alpha & 0 \\ \beta & 0 \\ \gamma & 0 \\ 0 & \alpha \\ 0 & \beta \\ 0 & \gamma \end{bmatrix} & \begin{bmatrix} k & -k \\ -k & k \end{bmatrix} & \begin{bmatrix} \alpha & \beta & \gamma & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \alpha & \beta & \gamma \end{bmatrix} \end{matrix}$$

que es una matriz de  $6 \times 6$  y que es igual a:

$$K' = \begin{bmatrix} \alpha^2 & \alpha\beta & \alpha\gamma & -\alpha^2 & -\alpha\beta & -\alpha\gamma \\ \alpha\beta & \beta^2 & \beta\gamma & -\alpha\beta & -\beta^2 & -\beta\gamma \\ \alpha\gamma & \beta\gamma & \gamma^2 & -\alpha\gamma & -\beta\gamma & -\gamma^2 \\ -\alpha^2 & -\alpha\beta & -\alpha\gamma & \alpha^2 & \alpha\beta & \alpha\gamma \\ -\alpha\beta & -\beta^2 & -\beta\gamma & \alpha\beta & \beta^2 & \beta\gamma \\ -\alpha\gamma & -\beta\gamma & -\gamma^2 & \alpha\gamma & \beta\gamma & \gamma^2 \end{bmatrix} \quad k.$$

Otra cosa que vale la pena mencionar aunque sea dicho de paso es que  $T_0^T T_0$  funciona como una matriz pseudo-inversa en que esta multiplicación se compacta a una matriz identidad de  $2 \times 2$

$$\begin{bmatrix} \alpha & \beta & \gamma & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \alpha & \beta & \gamma \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \alpha & 0 \\ \beta & 0 \\ \gamma & 0 \\ 0 & \alpha \\ 0 & \beta \\ 0 & \gamma \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \alpha^2 + \beta^2 + \gamma^2 & 0 \\ 0 & \alpha^2 + \beta^2 + \gamma^2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}$$

La matriz mas comun por estructuras planas es la que funciona en los grados de libertad por extensiones debidos a deformación por flexión, que para generar un método sencillo es posible de la ecuación diferencial en una barra recta.

$$\frac{d^4 y}{dx^4} = 0 \quad \text{Sin carga intermedia.}$$

$y = C_0 + C_1 X + C_2 X^2 + C_3 X^3$  son polinomios de orden 3.

Se sabe además que

$$\theta = \frac{dy}{dx} \quad \text{y que} \quad \frac{d^2y}{dx^2} = -\frac{M}{EI} \quad \text{esto es} \quad \frac{M}{EI} = -\frac{d^2y}{dx^2}$$

$$\text{y que} \quad V = \frac{dM}{dx}$$

por lo que

$$\theta = C_1 + 2C_2 X + 3C_3 X^2$$

$$M = -EI(2C_2 + 6C_3 X)$$

$$V = -6EI C_3$$

Si se dan las condiciones iniciales por  $x=0$  se pueden obtener los constantes  $C_0, C_1, C_2$  y  $C_3$

$$\left. \begin{array}{l} y = y_1 \\ \theta = \theta_1 \\ M = M_1 \\ V = V_1 \end{array} \right\}$$

esto es:

$$y_1 = C_0$$

$$\theta_1 = C_1$$

$$M_1 = -2EI C_2 \quad \rightarrow \quad C_2 = -\frac{M_1}{2EI}$$

$$V_1 = -6EI C_3 \quad \rightarrow \quad C_3 = -\frac{V_1}{6EI}$$

por lo tanto por cualquier  $x$ .

$$y(x) = y_1 + \theta_1 x + \frac{M_1}{2EI} x^2 - \frac{V_1}{6EI} x^3$$

$$\theta(x) = \theta_1 - \frac{M_1 x}{EI} - \frac{V_1}{6EI} x^2$$

$$M(x) = M_1 + V_1 x$$

$$V(x) = V_1$$

esto es para  $x=L$  se le llama a los datos en inicio  
 2 luego

$$y_2 = y_1 + \theta_1 L - \frac{M_1 L^2}{2EI} - \frac{V_1 L^3}{6EI}$$

$$\theta_2 = \theta_1 - \frac{M_1 L}{EI} - \frac{V_1 L^2}{2EI}$$

$$M_2 = M_1 + V_1 L$$

$$V_2 = V_1$$

$$\begin{bmatrix} \bar{u}_2 \\ \bar{p}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & L & -\frac{L^2}{2EI} & -\frac{L^3}{6EI} \\ 0 & 1 & -\frac{L}{EI} & -\frac{L^2}{2EI} \\ 0 & 0 & 1 & L \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} y_1 \\ \theta_1 \\ M_1 \\ V_1 \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} \bar{u}_2 \\ \bar{p}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \phi_{11} & \phi_{12} \\ \phi_{21} & \phi_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{u}_1 \\ \bar{p}_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \phi_{11} & \phi_{12} \\ 0 & \phi_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{u}_1 \\ \bar{p}_1 \end{bmatrix}$$

Por obtener la matriz de rigideces se despeja  $\bar{p}_1$  y  $\bar{p}_2$   
 en función de  $\bar{u}_1$  y  $\bar{u}_2$  esto es:

$$\bar{u}_2 = \phi_{11} \bar{u}_1 + \phi_{12} \bar{p}_1 \text{ luego}$$

$$\bar{p}_1 = \phi_{12}^{-1} \bar{u}_2 - \phi_{12}^{-1} \phi_{11} \bar{u}_1$$

$$\bar{p}_2 = \phi_{22} \phi_{12}^{-1} \bar{u}_2 - \phi_{22} \phi_{12}^{-1} \phi_{11} \bar{u}_1$$

o sea

$$\begin{bmatrix} \bar{p}_1 \\ \bar{p}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\phi_{12}^{-1} \phi_{11} & \phi_{12}^{-1} \\ \phi_{22} \phi_{12}^{-1} \phi_{11} & \phi_{22} \phi_{12}^{-1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{u}_1 \\ \bar{u}_2 \end{bmatrix}$$

o sea.

$$\begin{bmatrix} \bar{p}_1 \\ \bar{p}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} \\ k_{21} & k_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{u}_1 \\ \bar{u}_2 \end{bmatrix}$$

por lo que  $k_{11} = -\varphi_{12}^{-1} \varphi_{11}$   $k_{12} = k_{21} = \varphi_{11}^{-1}$   
 $k_{22} = \varphi_{22} \varphi_{11}^{-1}$

Efectuando operaciones se obtiene:

$$\begin{bmatrix} V_1 \\ M_1 \\ V_2 \\ M_2 \end{bmatrix} = \frac{2EI}{L^3} \begin{bmatrix} 6 & -3L & -6 & -3L \\ -3L & 2L^2 & 3L & L^2 \\ -6 & 3L & 6 & 3L \\ -3L & L^2 & 3L & 2L^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} y_1 \\ \theta_1 \\ y_2 \\ \theta_2 \end{bmatrix}$$

y la matriz de flexión es:

$$\begin{bmatrix} \alpha_1 & \alpha_2 & 0 & 0 \\ \beta_1 & \beta_2 & 0 & 0 \\ \gamma_1 & \gamma_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & d_1 & d_2 \\ 0 & 0 & \beta_1 & \beta_2 \\ 0 & 0 & \gamma_1 & \gamma_2 \end{bmatrix}$$

es la que  $\begin{bmatrix} \alpha_1 \\ \beta_1 \\ \gamma_1 \end{bmatrix}$  crean distorsión del eje y participan en

respecto a  $n$  ejes quevies. y  $\begin{bmatrix} \alpha_2 \\ \beta_2 \\ \gamma_2 \end{bmatrix}$  del eje  $z$

○ respecto a estos mismos ejes.

Y si la matriz esta formada en el espacio la matriz de transformacion sea  $\begin{bmatrix} \lambda & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \lambda & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \lambda & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \lambda \end{bmatrix}$  en donde  $\lambda$  es la ma-

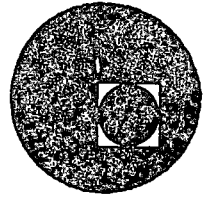
triz de valores propios de un sistema respecto a otro  $\lambda$  es de  $3 \times 3$  o sea  $T$  es de  $12 \times 12$ .







centro de educación continua  
división de estudios superiores  
facultad de ingeniería, unam



DISEÑO OPERACION Y MANTENIMIENTO DE CALDERAS  
Y RECIPIENTES A PRESION

ANALISIS DINAMICO DE RECIPIENTES  
VERTICALES APOYADOS EN ESTRUCTU-  
RAS RETICULARES

M. EN I. JORGE LOPEZ RIOS

JULIO DE 1976.

Handwritten text, possibly a title or header, located at the top of the page. The text is faint and difficult to decipher.



PRIMER SEMINARIO DE INGENIERIA CIVIL EN LA  
INDUSTRIA PETROLERA

ANALISIS DINAMICO DE RECIPIENTES VERTICALES APOYADOS EN ESTRUCTURAS RETICULARES

\* Jorge López Rios

Se plantea un método de computadora, para el análisis dinámico de recipientes verticales, utilizados en la industria petroquímica, que se apoyan en estructuras reticulares en su base considerando que actúan de conjunto. La hipótesis de acoplamiento entre la estructura y el recipiente, es de cuerpo rígido en la sección de ensamble, efectuando además para el recipiente y la estructura el acoplamiento remoto de todo el sistema.

Se presenta un ejemplo de aplicación para uno de esos recipientes, perteneciente a la nueva Refinería de Tula, comparando -- los resultados para diferentes discretizaciones del recipiente.

\* Ingeniero de la Subdirección de Ingeniería de Proyecto IMP.

ANALISIS DINAMICO DE RECIPIENTES VERTICALES APOYADOS EN ESTRUCTURAS RETICULARES

Jorge López Ríos

La mayor parte de las plantas petroquímicas de México se han instalado en lugares sísmicos, y en algunos casos además ciclónicos, por lo que se requiere para los recipientes verticales altos efectuar un análisis dinámico.

Cuando estos recipientes llegan directamente a apoyarse al suelo, el análisis dinámico, es equivalente al de una viga gobernada por flexión, teniendo esta viga en algunos casos sección variable en toda su longitud, debido al faldón de apoyo en su parte inferior y por estrechamiento en el resto del recipiente.

Al apoyarse el recipiente en una estructura reticular, el problema cambia radicalmente pues es de suponerse que recipiente y estructura, forman ya un sólo sistema; al actuar como conjunto se plantea el problema del cual debe ser la hipótesis de acoplamiento, para el análisis dinámico del sistema que conduzca a resultados confiables. En lo que sigue se examinará detenidamente este problema:

Si por un momento consideremos que el recipiente es un sistema, y la estructura de apoyo es otro, vemos que en el primero, al estar regidas sus deformaciones por flexión está remotamente acoplado, a diferencia de la estructura que habitualmente se considera estura-

chamente acoplada, debido a la consideración de un modelo al cortante, que trabaja únicamente para fuerzas horizontales - como si fueran independientes. Es de suponerse que al acoplar estos dos sistemas tan diferentes, las deformaciones axiales de la estructura entran en juego y desempeñan un papel preponderante, en las deformaciones laterales de todo el conjunto. Si se hiciera la suposición simplista de considerar a las columnas de la estructura como resortes independientes, se tendría una buena idea de la acción combinada de ambos sistemas. Claro está que al no ser estos resortes independientes para la deformación total influye la deformación por flexión de la estructura misma que funciona junto con las rigideces de columnas como rigideces en serie.

Esta idea aplicada ya en forma matricial, es la que dio origen a suponer como hipótesis de acoplamiento, entre la matriz de rigidez de la estructura, y la del recipiente un movimiento de cuerpo rígido.

En general el tipo de estructura que soporta a los recipientes de que hemos hecho mención, son circulares con 8 ó 12 columnas y con miembros bastante robustos, (Fig. 1) que deberán acoplarse en el espacio tridimensional; en este planteamiento se tienen 6 grados de libertad por nudo de la estructura, que deberá convertirse a 6 únicamente a través del movimiento de cuerpo rígido, para luego acoplárselo al recipiente.

to.

El método para el análisis fue el siguiente:

1. Acoplamiento de los miembros de la estructura de apoyo en el espacio.
2. Condensación de los nudos intermedios de la estructura a los de apoyo del recipiente.
3. Condensación de los grados de libertad de todos los nudos de apoyo a seis, mediante un movimiento de cuerpo rígido que se consiguió de la siguiente manera:

Un movimiento de cuerpo rígido por giro queda definido como:

$$\bar{\Delta}_i = \bar{\theta} \times \bar{r}_i$$

en la que  $\bar{\Delta}_i$  = vector de desplazamiento lineal del punto

$\bar{\theta}$  = vector giro suponiendo que es pequeño

$\bar{r}_i$  = vector de posición del punto i con sistema de referencia en el centro de giro del cuerpo rígido.

Esta expresión vectorial se puede plantear matricialmente de la siguiente manera.

$$\bar{\theta} \times \bar{r} = \begin{vmatrix} i & j & k \\ \theta_x & \theta_y & \theta_z \\ x & y & z \end{vmatrix} = \begin{matrix} i(\theta_{yz} - \theta_{zy}) \\ +j(\theta_{zx} - \theta_{xz}) \\ +k(\theta_{xy} - \theta_{yx}) \end{matrix}$$

$$\bar{\theta} \times \bar{r} = \begin{bmatrix} \theta_{yz} & \theta_{zy} \\ \theta_{zx} & \theta_{xz} \\ \theta_{xy} & \theta_{yx} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & z & -y \\ -z & 0 & x \\ y & -x & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta_x \\ \theta_y \\ \theta_z \end{bmatrix}$$

o sea

$$\bar{\mathcal{P}} \times \bar{r}_i = T_i \bar{\mathcal{P}}$$

Si existe movimiento del origen designándolo por  $\bar{\delta}$  se obtiene en total

$$\bar{\Delta}_i = \bar{\delta} + \bar{\mathcal{P}} \times \bar{r}_i$$

Los giros son iguales en todos los puntos del cuerpo rígido esto es:

$$\bar{\Phi}_i = \bar{\mathcal{P}}$$

Por lo que si  $\begin{bmatrix} \bar{\delta} \\ \bar{\mathcal{P}} \end{bmatrix}^t$  el vector de movimiento generalizado del cuerpo rígido cualquier punto de él queda relacionado de la siguiente manera:

$$\begin{bmatrix} \bar{\Delta} \\ \bar{\Phi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} I_3 & T_i \\ 0 & I_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{\delta} \\ \bar{\mathcal{P}} \end{bmatrix}; \quad I_3 = \text{matriz identidad de orden 3.}$$

$$\bar{U}_i = R_i \bar{u}_0$$

En este caso  $\bar{U}_i$  es el vector de 6 grados de libertad en el nudo  $i$ , que se condensará al movimiento de cuerpo rígido. Se puede entonces encontrar la transformación del vector total

$$\bar{U} = \begin{bmatrix} \bar{U}_1 \\ \bar{U}_i \\ \bar{U}_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} R_1 \\ R_i \\ R_n \end{bmatrix} \bar{u}_0 = R \bar{u}_0$$

aplicando el principio de contragradencia y llamando al vector asociado de fuerzas de  $\bar{U}_0$   $\begin{bmatrix} \bar{F} \\ \bar{M} \end{bmatrix}^t$ .

$$P = \begin{bmatrix} \bar{F} \\ \bar{M} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} R_1^t & \dots & R_i^t & \dots & R_n^t \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{p}_1 \\ \vdots \\ \bar{p}_r \end{bmatrix} = R^t \bar{p}$$

Esta transformación deberá aplicarse a la matriz de rigideces condensada a los nudos, de la sección de ensamble

$$\bar{p} = K \bar{U}$$

premultiplicando ambos miembros de la ecuación por  $R^t$

$$\begin{aligned} R^t \bar{p} &= R^t K \bar{U} \\ \bar{p} &= R^t K R \bar{U}_0 \end{aligned}$$

o sea que la condensación de la matriz de rigideces a la de cuerpo rígido es:

$$K_R = \begin{matrix} R^t & K & R \\ \begin{bmatrix} 6 \times 6 \end{bmatrix} & \begin{bmatrix} 6 \times 6n \end{bmatrix} & \begin{bmatrix} 6n \times 6 \end{bmatrix} \end{matrix} \begin{matrix} \\ \\ \end{matrix}$$

que tiene 6 grados de libertad.

Para obtener la matriz de rigideces de todo el conjunto se discretiza el recipiente al número de grados de libertad que considere convenientes el analista, para ello, se divide el recipiente en el mismo número de dovelas de grados de libertad que



Se requieren cada tramo se considere como una viga en el espacio para su acoplamiento en el resto de la estructura.

Para obtener la matriz condensada a los grados de libertad elegidos, el procedimiento computacional fue el siguiente: Se ensambla un tramo de estructura con el adyacente y se condensan al grado o grados de libertad intermedios y al extremo de esta Sub-estructura, se sigue este procedimiento hasta obtener la matriz total condensada a los grados de libertad previstos.

Este procedimiento tiene la ventaja de ocupar muy poca memoria en la computadora además de poder tomar en cuenta la inercia rotacional como grado de libertad si así se desea. Teniendo la matriz de rigideces de toda la estructura, se plantea un problema de valores característicos considerando a la matriz de masas diagonal lo que significa poner una masa discretizada en cada grado de libertad. El problema de valores característicos se resuelve en el programa de computadora mediante el método de Jacobi.

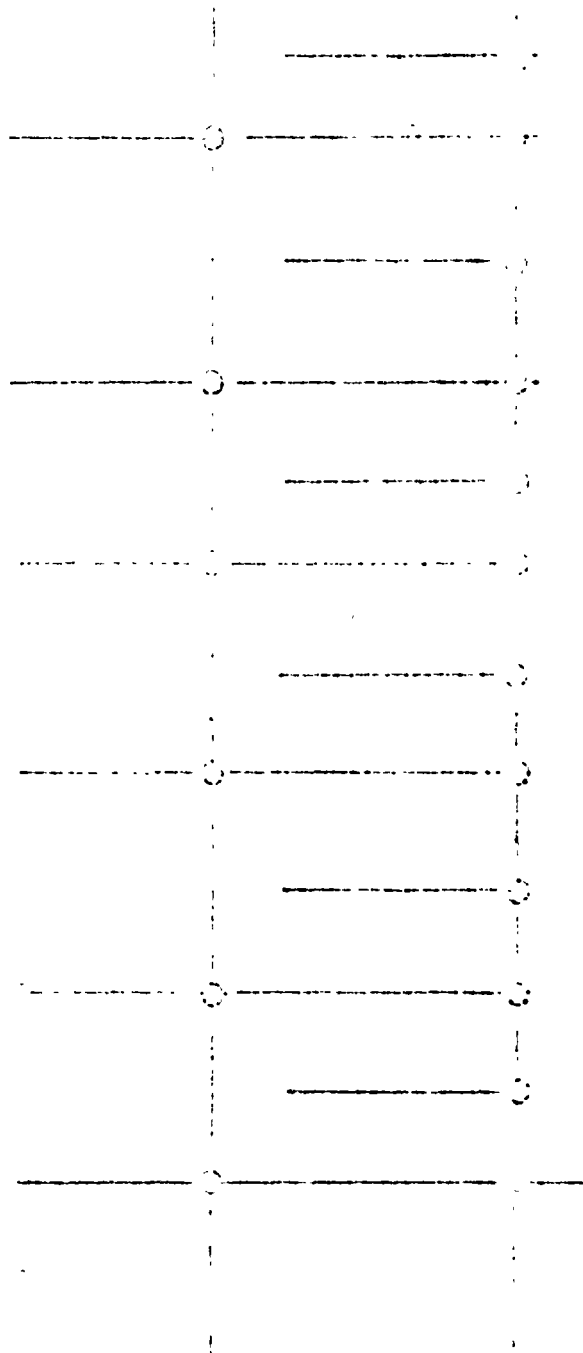
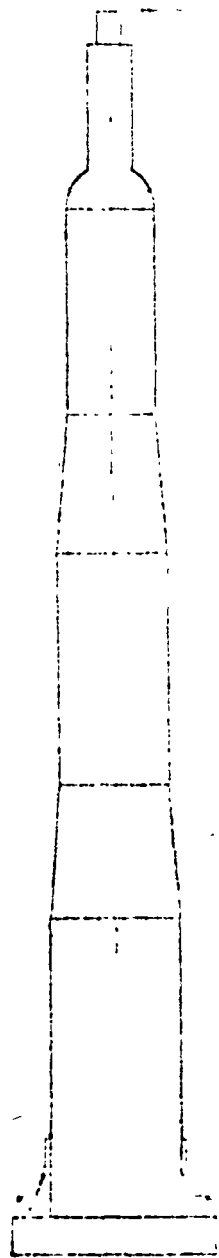
Para encontrar las cortantes por sismo se empleó el reglamento de la Comisión Federal de Electricidad.

Ejemplo:- Para ilustrar el procedimiento, se analizó con el programa descrito, un reactor que funcionará en la nueva Refinería de Tula, en el que con fines cooperativos se discretizó el recipiente en seis y doce dovelas, resultando ( fig 1 ) prácticamente las mismas fuerzas cortantes para ambos casos.

Los primeros cinco modos se grafican en las figs. 2,3 y 4. La conclusión final es que no es necesario dividir el recipiente en muchas dovelas, para obtener resultado de fuerzas cortantes suficientemente aproximadas.



ON CHARTER...



1877

1877

1877

1877

DISCRIMINAZIONE      DISCRIMINAZIONE

DISCRIMINAZIONE      DISCRIMINAZIONE

DISCRIMINAZIONE

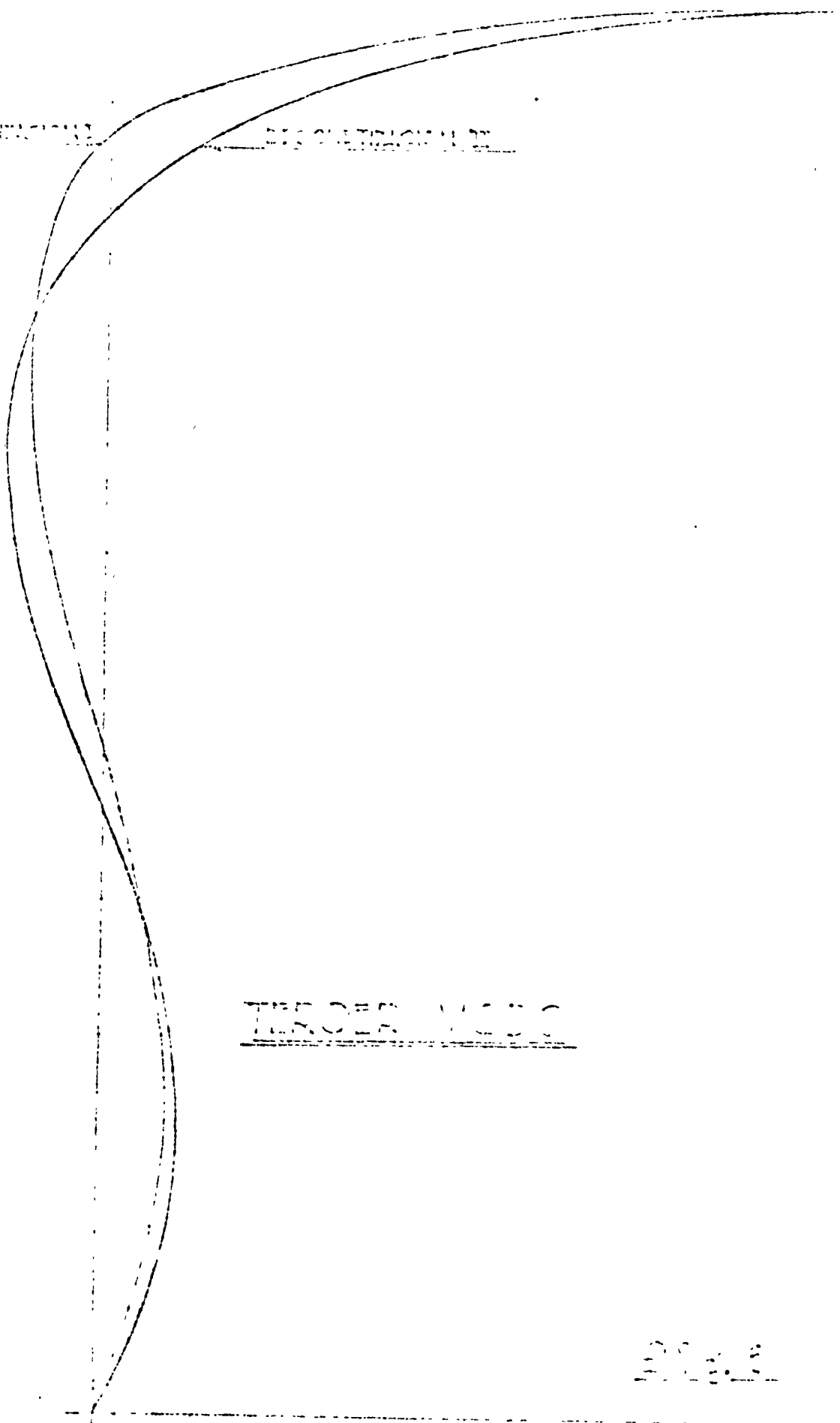
DISCRIMINAZIONE

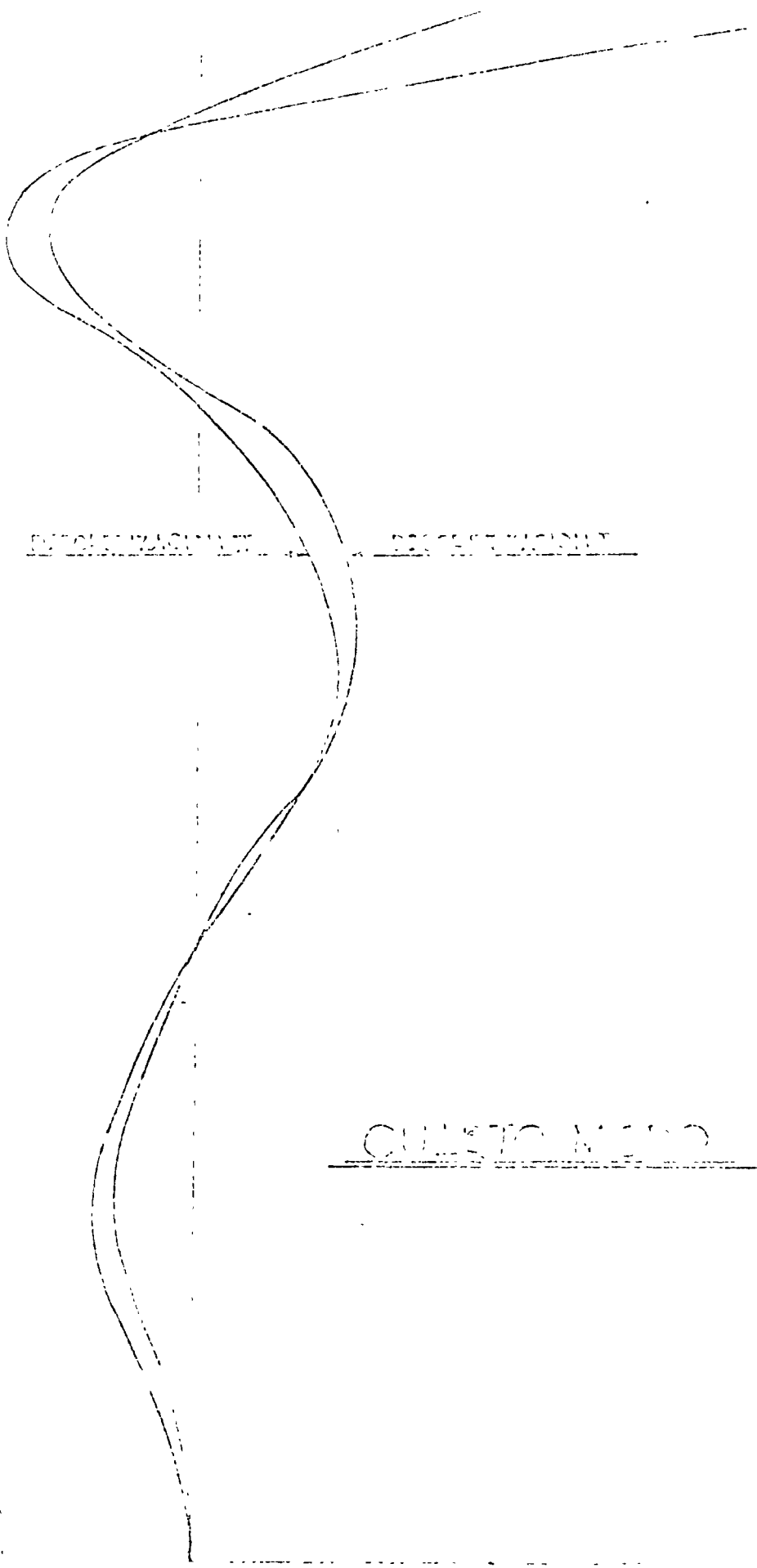
DISCONTINUOUS

DISCONTINUOUS

THROER 11000

2/2/5





PROFIL MÄSSUNG

PROFIL MÄSSUNG

QUALITÄT N 0.10





QUINTO MODO

QUINTO MODO

QUINTO MODO

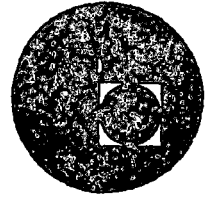
Al.



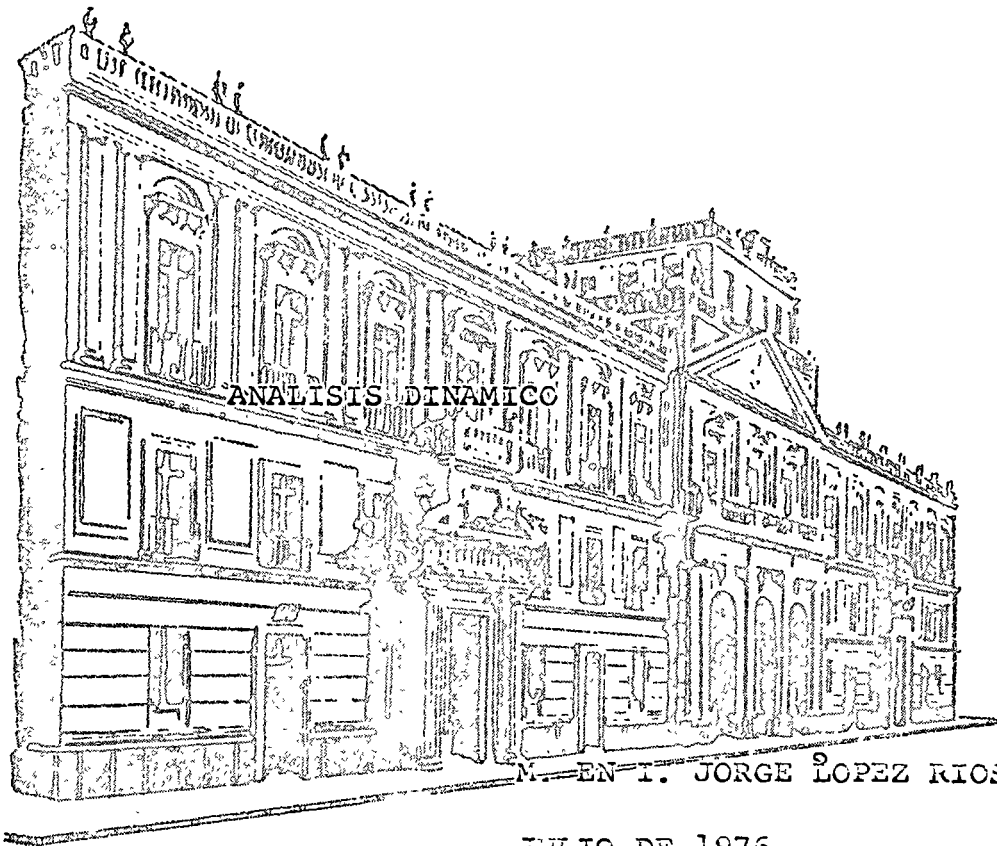




centro de educación continua  
división de estudios superiores  
facultad de ingeniería, unam



DISEÑO OPERACION Y MANTENIMIENTO DE CALDERAS  
Y RECIPIENTES A PRESION



M. EN I. JORGE LOPEZ RIOS

JULIO DE 1976.



61 711000 n6'asoube 7b 011000  
 20011000 20011000 20011000  
 20011000 20011000 20011000



20011000 20011000 20011000 20011000 20011000  
 20011000 20011000 20011000 20011000 20011000

20011000 20011000 20011000 20011000 20011000

20011000 20011000 20011000 20011000 20011000  
 20011000 20011000 20011000 20011000 20011000

# ANÁLISIS DINÁMICO

## Bases Teóricas

Cualquier sistema dinámico en un número finito de grados de libertad puede ponerse en la forma:

$$M \ddot{\bar{x}} + K \bar{x} = \bar{F} \quad \text{--- (1)}$$

en el cual si no se benefician las condiciones en frontera  $K$  es una matriz simétrica ( $|K| = 0$ ), por tanto un movimiento de cuerpo rígido.

Los sistemas se consideran movimientos multigrados si pueden ser atacados mediante un análisis modal por ser este el procedimiento más común.

Por inducir los modos y frecuencias características del sistema (1) primero se hace  $\bar{F} = \bar{0}$  o bien un problema homogéneo.

$$M \ddot{\bar{x}} + K \bar{x} = \bar{0} \quad \text{--- (2)}$$

Si se supone una solución  $\bar{x} = \bar{u} \sin \omega t$  en la que  $\bar{u}$  es una función exclusivamente del tiempo y  $\bar{u}$  únicamente del espacio por lo tanto:

$$\ddot{\bar{x}} = -\bar{u} \omega^2$$

que substituida en (2) se obtiene:

$$-M \bar{u} \omega^2 + K \bar{u} = \bar{0} \quad \text{--- (3)}$$

Como la ecuación (3) es vectorial una manera de reducir a escala es premultiplicarla en ambos miembros por  $\bar{u}^t$

$$\ddot{\theta} \bar{u}^t M \bar{u} + \theta \bar{u}^t K \bar{u} = 0 \quad (4)$$

$$\Rightarrow \text{ decir } \frac{\ddot{\theta}}{\theta} = - \frac{\bar{u}^t K \bar{u}}{\bar{u}^t M \bar{u}} = -\omega^2 \quad (5)$$

que se le igualado a una constante puesto que es la única posibilidad ya que  $\theta = \theta(t)$  y  $\bar{u} = \bar{u}(t)$

De donde  $\ddot{\theta} + \omega^2 \theta = 0$  debe cumplir la solución de esta ecuación diferencial es una función armónica

como puede ser  $\sin \omega t$ ,  $\cos \omega t$ ,  $\sin(\omega t + \phi)$ ,

$\cos(\omega t - \phi)$ , etc. por otro lado:

$$\frac{\bar{u}^t K \bar{u}}{\bar{u}^t M \bar{u}} = \omega^2 \text{ de donde } K \bar{u} - \omega^2 M \bar{u} = \vec{0}$$

$$\Rightarrow \text{ decir } (K - \omega^2 M) \bar{u} = \vec{0} \text{ que tiene } \bar{u} \neq \vec{0}$$

si  $\det(K - \omega^2 M) = 0$  de donde se genera las condiciones características, es necesario aclarar que si  $\omega = 0$  consideramos como  $K$  singular  $\Rightarrow \omega = 0$  que corresponde un movimiento de cuerpo rígido

Por el problema de ahora nos interesa encontrar los valores característicos de estructuras fijas en un caso como se demostrará mas adelante esto se consigue cambiando la matriz  $K$  a  $K'$  que incluye una ecuación y  $M$  a  $M'$

luego el problema a resolver es:

$$-\omega^2 M' \bar{u} + K' \bar{u} = \bar{0}$$

$$(K' - \omega^2 M') \bar{u} = \bar{0}$$

cualquier vector característico y frecuencia asociada debe cumplir con  $K' \bar{u}_i = \omega_i^2 M' \bar{u}_i$  y hay evidencia física que no hay valores característicos negativos, ni complejos, ni repetidos, porque cualquier caso patológico de esta naturaleza tendría su contraparte en el modelo elástico.

Partiendo de esta suposición vamos a demostrar la orthogonalidad de modos en una matriz de masa  $M$ .

como debe cumplirse que  $K' \bar{u}_i = \omega_i^2 M' \bar{u}_i$  — (6)

podemos premultiplicar (6) por  $\bar{u}_j^t$

$$\bar{u}_j^t K' \bar{u}_i = \omega_i^2 \bar{u}_j^t M' \bar{u}_i \quad \text{--- (7)}$$

pero también

$$K' \bar{u}_j = +\omega_j^2 M' \bar{u}_j \quad \text{--- (8)}$$

que puede premultiplicarse por  $\bar{u}_i^t$  luego

$$\bar{u}_i^t K' \bar{u}_j = +\omega_j^2 \bar{u}_i^t M' \bar{u}_j \quad \text{--- (9)}$$

Restando (9) a (7) se obtiene: después de simplificar y considerando  $K'^t = K'$  y  $M'^t = M'$  por ser simétricas

$$(\omega_i^2 - \omega_j^2) \bar{u}_j^t M' \bar{u}_i = 0$$

Si  $\omega_i \neq \omega_j$  se concluye que

$$\bar{u}_j^T K \bar{u}_i = 0 \quad i \neq j$$

### Análisis Sísmico

En el caso de análisis sísmico se requiere el problema en la matriz de rigideces singular  $K$  puesto que no que se mueva en la base de la estructura.

Para plantear el problema se supone que el movimiento total se puede descomponer en dos, uno en la base del edificio y otro relativo a él.

esto es:  $\bar{x} = \bar{v}_0 + \bar{v}$  en el cual  $\bar{v}_0$  es el movimiento de la estructura provocado por el movimiento de la base

$\bar{v}_0 = d_0 \begin{bmatrix} \cdot \\ \cdot \\ \cdot \end{bmatrix} = d_0 \bar{1}$  siendo una traslación;  $d_0$  es

el movimiento en la base y  $\bar{1}$  es un vector con unos como elementos  $\ddot{\bar{v}}_0 = d_0 \ddot{\bar{1}}$  por lo tanto.  $\ddot{\bar{x}} = \ddot{\bar{v}}_0 + \ddot{\bar{v}}$

$= \ddot{\bar{v}} + d_0 \ddot{\bar{1}}$  substituyendo estos valores en las ecuaciones iniciales se tiene:

$$M (\ddot{\bar{v}} + d_0 \ddot{\bar{1}}) + K (\bar{v} + d_0 \bar{1}) = 0$$

pero  $K d_0 \bar{1} = \bar{0}$  por ser una traslación exacta:

$$M \ddot{\bar{v}} + M d_0 \ddot{\bar{1}} + K \bar{v} = 0$$

$$M \ddot{\bar{v}} + K \bar{v} = -M d_0 \ddot{\bar{1}}$$

Una condición que debe cumplirse es que  $\vec{v}$  sea de  
 longitud uno por ser un momento unitario. Por lo que  
 M debe pasar a ser  $M'$  y  $K$  a  $K'$  luego el sistema  
 se convierte a:

$$M' \ddot{\vec{v}} + K' \vec{v} = -M' \ddot{d}_0 \vec{z}$$

Si se supone la solución  $\vec{v} = \sum_n \varphi_i \bar{u}_i$  es la  
 que  $\varphi_i \rightarrow$  una función dependiente únicamente del tiempo  
 y  $\bar{u}_i$  un vector característico

$$M' \sum_n \ddot{\varphi}_i \bar{u}_i + K' \sum_n \varphi_i \bar{u}_i = -M' \ddot{d}_0 \vec{z}$$

$$\sum_n M' \ddot{\varphi}_i \bar{u}_i + \sum_n K' \varphi_i \bar{u}_i = -M' \ddot{d}_0 \vec{z}$$

se sabe además que  $K' \bar{u}_i = \omega_i^2 M' \bar{u}_i$  luego.

$$\sum_n M' \ddot{\varphi}_i \bar{u}_i + \sum_n \omega_i^2 \varphi_i M' \bar{u}_i = -M' \ddot{d}_0 \vec{z}$$

premultiplicando por  $\bar{u}_j^t$  ambos miembros

$$\bar{u}_j^t \sum_n M' \ddot{\varphi}_i \bar{u}_i + \bar{u}_j^t \sum_n \omega_i^2 \varphi_i M' \bar{u}_i = -\bar{u}_j^t M' \ddot{d}_0 \vec{z}$$

aplicando la propiedad de ortogonalidad.

$$\bar{u}_i^t M' \bar{u}_i \ddot{\varphi}_i + \bar{u}_i^t M' \bar{u}_i \omega_i^2 \varphi_i = -\bar{u}_i^t M' \ddot{d}_0 \vec{z}$$

$$\ddot{\varphi}_i + \omega_i^2 \varphi_i = -\frac{\bar{u}_i^t M' \vec{z}}{\bar{u}_i^t M' \bar{u}_i} \ddot{d}_0$$

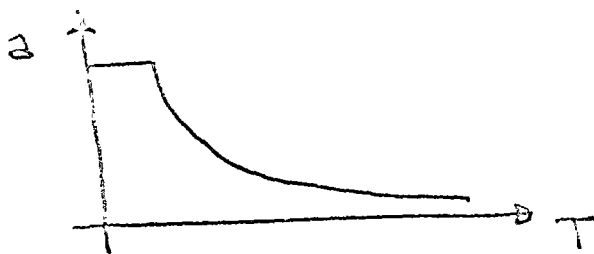
esto  $\Rightarrow$ :

$$\ddot{\varphi}_i + \omega_i^2 \varphi_i = c_i \ddot{d}_i \quad c_i = - \frac{\bar{u}_i^T M^{-1} \bar{u}}{\bar{u}_i^T M^{-1} \bar{u}_i}$$

la solución de estas ecuaciones dependientes se puede hallar en base a variación de parámetros. esto  $\Rightarrow$ :

$$\varphi_i = c_i \underbrace{\int_0^t \sin \omega_i (t-\tau) \ddot{d}_i(\tau) d\tau}_{\text{Integral de D'Heamel.}}$$

Si este integral se efectúa para los casos registrados en campo libre y se traza su evolución se llega a lo que se llama su espectro sísmico.



al coeficiente  $c_i$  se le llama coeficiente de participación modal y al resultante de la integral de D'Heamel se ordena  $\Rightarrow$  periodo máximo (ad)

En cada modo:

$$\bar{w}_i = c_i a_i \bar{u}_i$$

y los fuerzas sismas  $F_i = K' \bar{w}_i = c_i a_i K' \bar{u}_i$

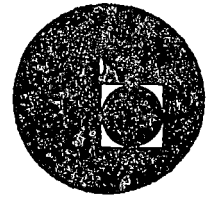


de onde pueden deducirse los fuertes contactos simultáneos pero como es poco probable que simultáneamente se presentaran todos en sus máximos por temas de probabilidades se puede deducir una envolvente de contactos rasinal  $Q = \sqrt{\sum_{i=1}^n Q_i^2}$  siendo  $Q$  el contacto en cada grado de libertad.





centro de educación continua  
división de estudios superiores  
facultad de ingeniería, unam



DISEÑO OPERACION Y MANTENIMIENTO DE CALDERAS  
Y RECIPIENTES A PRESION



M. EN I. JORGE LOPEZ RIOS

JULIO DE 1976.



БУЛГАРСКО ПОУЧБНОУЧНО ЕДРО  
 БУЛГАРСКО ПОУЧБНОУЧНО ЕДРО  
 БУЛГАРСКО ПОУЧБНОУЧНО ЕДРО



# CONDENSACION

La operación de condensación consiste en compactar los grados de libertad de una estructura a la que se introduce un desplazamiento por medio de un problema determinista.

Esto es:

$$\bar{p}_1 = K_{11} \bar{d}_1 + K_{12} \bar{d}_2 \quad \text{--- (1)}$$

$$\bar{p}_2 = K_{21} \bar{d}_1 + K_{22} \bar{d}_2 \quad \text{--- (2)}$$

Si se designa con el índice 1 los grados de libertad a los cuales se quiere compactar sobre grados de libertad durante todo el proceso de deformación que  $\bar{p}_2 = 0$  ya que explicítamente elimino el grado de libertad que se dice que no existe carga posible por su deformación línea.

$$\bar{p}_1 = K_{11} \bar{d}_1 + K_{12} \bar{d}_2 \quad \text{--- (1)}$$

$$0 = K_{21} \bar{d}_1 + K_{22} \bar{d}_2 \quad \text{--- (2)}$$

Se puede despejar  $\bar{d}_2$  de (2)

$$\bar{d}_2 = -K_{22}^{-1} K_{21} \bar{d}_1 \quad \text{que substituir en (1)}$$

no queda:

$$\bar{p}_1 = \underbrace{(K_{11} - K_{12} K_{22}^{-1} K_{21})}_{K_{11}^0} \bar{d}_1$$

Se quiere decir que se va cuando se sustraen todos los grados  $K_{11}^0$  que relaciona los fuerzas y desplazamientos de los grados de deformación deseados.

1ª aplicación

se desea encontrar la matriz de rigidez para un elemento que sea una barra recta con una articulación a fines y un extremo.

La matriz de rigidez para este tipo de elemento es:

$$\begin{matrix}
 & \begin{matrix} \delta_1 & \theta_1 & \delta_2 & \theta_2 \end{matrix} \\
 \begin{matrix} V_1 \\ M_1 \\ V_2 \\ M_2 \end{matrix} & \begin{bmatrix}
 \frac{12EI}{L^3} & +\frac{6EI}{L^2} & -\frac{12EI}{L^3} & \frac{6EI}{L^2} \\
 +\frac{6EI}{L^2} & \frac{4EI}{L} & -\frac{6EI}{L^2} & \frac{2EI}{L} \\
 -\frac{12EI}{L^3} & -\frac{6EI}{L^2} & \frac{12EI}{L^3} & -\frac{6EI}{L^2} \\
 \frac{6EI}{L^2} & \frac{2EI}{L} & -\frac{6EI}{L^2} & \frac{4EI}{L}
 \end{bmatrix}
 \end{matrix}$$

deja que  $M_2 = 0$ . luego la matriz resultante es:

$$\begin{bmatrix}
 \frac{12EI}{L^3} & \frac{6EI}{L^2} & -\frac{12EI}{L^3} \\
 \frac{6EI}{L^2} & \frac{4EI}{L} & -\frac{6EI}{L^2} \\
 -\frac{12EI}{L^3} & -\frac{6EI}{L^2} & \frac{12EI}{L^3}
 \end{bmatrix}$$

$$\frac{L}{4EI} \begin{bmatrix}
 \frac{6EI}{L^2} & \frac{2EI}{L} & -\frac{6EI}{L^2} \\
 \frac{2EI}{L} & & \\
 -\frac{6EI}{L^2} & & 
 \end{bmatrix}$$

$$= \begin{bmatrix}
 \frac{3EI}{L^3} & \frac{3EI}{L^2} & -\frac{3EI}{L^3} \\
 \frac{3EI}{L^2} & \frac{3EI}{L} & -\frac{3EI}{L^2} \\
 -\frac{3EI}{L^3} & -\frac{3EI}{L^2} & \frac{3EI}{L^3}
 \end{bmatrix}$$

## 1<sup>ra</sup> Propiedad de la Condensación

1.2 La condensación es simétrica.

$$(K_{11} - K_{21} K_{22}^{-1} K_{12})^t = K_{11}^t - K_{12}^t (K_{22}^{-1})^t K_{21}^t$$

$$\text{Pero } K_{11}^t = K_{11} \quad (K_{22}^{-1})^t = K_{22}^{-1}$$

$$\text{y } K_{12}^t = K_{21} \quad K_{21}^t = K_{12}$$

$$K_{11}^t - K_{12}^t (K_{22}^{-1})^t K_{21}^t = K_{11} - K_{21} K_{22}^{-1} K_{12}$$

2<sup>a</sup> Propiedad.

El núcleo condensado no importa como otras operaciones.  
Para efectuar esta operación debemos primero de hacer de permutación.

Las matrices de permutación tienen de forma sencilla la permutación de renglones o columnas en la matriz identidad por ejemplo. en una matriz de  $3 \times 3$  intercambia el 1<sup>o</sup> y el 2<sup>o</sup> renglones. y se obtiene:

$$\begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \text{ si esta matriz premultiplica a una}$$

o sea que opera transposición le efectúa.

$$\begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} & K_{13} \\ K_{21} & K_{22} & K_{23} \\ K_{31} & K_{32} & K_{33} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} K_{21} & K_{22} & K_{23} \\ K_{11} & K_{12} & K_{13} \\ K_{31} & K_{32} & K_{33} \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} & k_{13} \\ k_{21} & k_{22} & k_{23} \\ k_{31} & k_{32} & k_{33} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} k_{12} & k_{11} & k_{13} \\ k_{22} & k_{21} & k_{23} \\ k_{32} & k_{31} & k_{33} \end{bmatrix}$$

de donde se observa que si postmultiplicamos intercambia los renglones y si postmultiplicamos intercambia las columnas.

Además bien debe recordarse que cualquier transformación similar de matrices debe hacerse con la regla  $PAP^{-1}$ .

Por otro lado se va a demostrar que esta matrices son ortogonales  $\Rightarrow$  decir  $T^{-1} = T^t$ .

La matriz de transformación está formada por vectores unitarios y ortogonales  $\Rightarrow$  decir  $T = \begin{bmatrix} \bar{e}_1 \\ \vdots \\ \bar{e}_n \end{bmatrix}$  luego

$$TT^t = \begin{bmatrix} \bar{e}_1 \\ \vdots \\ \bar{e}_n \end{bmatrix} [\bar{e}_1 \dots \bar{e}_n] = \begin{bmatrix} \bar{e}_1 \cdot \bar{e}_1 & \dots & \bar{e}_1 \cdot \bar{e}_n \\ \vdots & & \vdots \\ \bar{e}_n \cdot \bar{e}_1 & \dots & \bar{e}_n \cdot \bar{e}_n \end{bmatrix}$$

que al ser un sistema ortonormal se tiene que  $TT^t = I$ .

o sea por el ejemplo anterior:

$$\begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

Se utilizan estas matrices para reorganizar la matriz de rigideces original y llevarla a la forma  $\begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} \\ k_{21} & k_{22} \end{bmatrix}$ .



... de un sistema de ecuaciones de libertad...  
 que son comunes y se usan de sistemas con límites.

Estados que a priori tienen de desventajas que se originan  
 desde de su grado de libertad acumulados y reducidos  
 por la operación de condensación.

Para esto escribimos la matriz

$$\begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} \\ K_{21} & K_{22} \end{bmatrix} \quad \begin{array}{|c|c|} \hline K_{11} & K_{12} \\ \hline K_{21} & K_{22} \\ \hline \end{array}$$

organizándola en la forma matricial de modo de la cual se opera  
 las transformaciones de libertad acumuladas y reducidas de  
 grados de libertad mediante por condensación. esto es:

$$\begin{bmatrix} I & 0 \\ 0 & T \end{bmatrix} \begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} \\ K_{21} & K_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} I & 0 \\ 0 & T^t \end{bmatrix} \quad \begin{array}{l} I \text{ y } T^t \text{ son matrices} \\ \text{cuadradas} \end{array}$$

$$\begin{bmatrix} I & 0 \\ 0 & T \end{bmatrix} \begin{bmatrix} K_{11} & K_{12}T^t \\ K_{21} & K_{22}T^t \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} K_{11} & K_{12}T^t \\ TK_{21} & TK_{22}T^t \end{bmatrix}$$

efectuamos la condensación en esta matriz reducida

$$K_{11} - K_{12}T^t (TK_{22}T^t)^{-1} TK_{21}$$

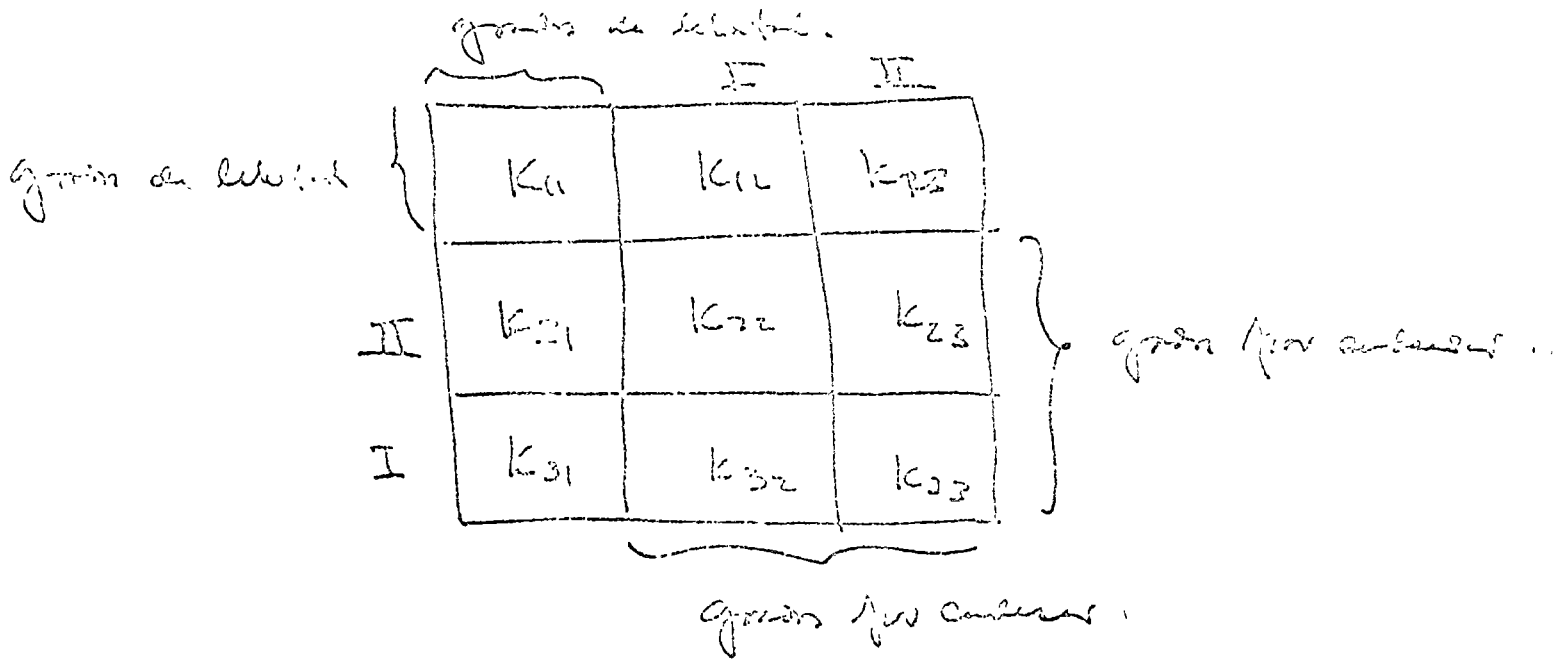
pero  $(TK_{22}T^t)^{-1} = T^{-1}K_{22}^{-1}T^t$  y como  $T^t T = T T^t = I$

luego

$$K_{11} - K_{12}T^t (T^{-1}K_{22}^{-1}T^t)^{-1} TK_{21}$$

de proporción

Las condensaciones sucesivas equivalen a una sola de ellas.  
 Sobre el sistema de libertad de decisión.



Hagamos primero la condensación I y luego la II  
 Cond. I

$$\begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} \\ K_{21} & K_{22} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} K_{33} \\ K_{23} \end{bmatrix} K_{33}^{-1} \begin{bmatrix} K_{31} & K_{32} \end{bmatrix}$$

$$= \begin{bmatrix} K_{11} - K_{13} K_{33}^{-1} K_{31} & K_{12} - K_{13} K_{33}^{-1} K_{32} \\ K_{21} - K_{23} K_{33}^{-1} K_{31} & K_{22} - K_{23} K_{33}^{-1} K_{32} \end{bmatrix}$$

Cond. II

$$(K_{11} - K_{13} K_{33}^{-1} K_{31}) - (K_{12} - K_{13} K_{33}^{-1} K_{32}) (K_{22} - K_{23} K_{33}^{-1} K_{32})^{-1} (K_{21} - K_{23} K_{33}^{-1} K_{31})$$

si se efectúan la combinación de los principios de  
Kronecker:

$$K_{11} = [k_{12} \quad k_{13}] \begin{bmatrix} k_{22} & k_{23} \\ \dots & \dots \\ k_{32} & k_{33} \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} k_{21} \\ k_{31} \end{bmatrix}$$

Para resolver la inversión debe recurrirse a inversión de  
una matriz particionada.

$$\begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} \\ A_{21} & A_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} B_{11} & B_{12} \\ B_{21} & B_{22} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} I & 0 \\ 0 & I \end{bmatrix}$$

matriz dada A, incógnita B (que es una inversa.)

$$A_{11} B_{11} + A_{12} B_{21} = I \quad \text{--- (1)}$$

$$A_{11} B_{12} + A_{12} B_{22} = 0 \quad \text{--- (2)}$$

$$A_{21} B_{11} + A_{22} B_{21} = 0 \quad \text{--- (3)}$$

$$A_{21} B_{12} + A_{22} B_{22} = I \quad \text{--- (4)}$$

dependiendo de (3)  $B_{21} = -A_{22}^{-1} A_{21} B_{11}$  y sustituir -

ya sea en (1)

$$A_{11} B_{11} + A_{12} A_{22}^{-1} A_{21} B_{11} = I$$

$$B_{11} = (A_{11} - A_{12} A_{22}^{-1} A_{21})^{-1}$$

$$B_{21} = -A_{22}^{-1} A_{21} (A_{11} - A_{12} A_{22}^{-1} A_{21})^{-1}$$

Como también debe cumplirse que:

$$\begin{bmatrix} B_{11} & B_{12} \\ B_{21} & B_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} \\ A_{21} & A_{22} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} I & 0 \\ 0 & I \end{bmatrix}$$

luego:

$$B_{11} A_{11} + B_{12} A_{21} = I$$

$$B_{11} A_{12} + B_{12} A_{22} = 0$$

$$B_{21} A_{11} + B_{22} A_{21} = 0$$

$$B_{21} A_{12} + B_{22} A_{22} = I$$

$$\text{luego } B_{22} = A_{22}^{-1} - B_{21} A_{12} A_{22}^{-1}$$

$$\text{y } B_{22} = A_{22}^{-1} + A_{22}^{-1} A_{21} (A_{11} - A_{12} A_{22}^{-1} A_{21})^{-1} A_{12} A_{22}^{-1}$$

$$\text{y } B_{12} = -B_{11} A_{12} A_{22}^{-1}$$

$$= - (A_{11} - A_{12} A_{22}^{-1} A_{21})^{-1} A_{12} A_{22}^{-1}$$

Esto es que si  $A$  es simétrica también lo serán

Aplicando estas expresiones a la inversa de  $K$ :

llamando

$$\begin{bmatrix} K_{22} & K_{23} \\ K_{32} & K_{33} \end{bmatrix}^{-1} = \begin{bmatrix} F_{22} & F_{23} \\ F_{32} & F_{33} \end{bmatrix}$$

$$F_{22} = (K_{22} - K_{23}(K_{33})^{-1}K_{32})$$

$$\circ \left\{ \begin{array}{l} F_{23} = - \left( \begin{array}{c} \downarrow \\ \end{array} \right) K_{23} K_{33}^{-1} \end{array} \right.$$

$$F_{32} = - K_{33}^{-1} K_{32} \left( \begin{array}{c} \nearrow \\ \end{array} \right)$$

$$F_{33} = K_{33}^{-1} + K_{33}^{-1} K_{32} \left( \begin{array}{c} \downarrow \\ \end{array} \right) K_{22}^{-1}$$

operator products.

$$K_u = \begin{bmatrix} K_{12} & K_{13} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_{22} & F_{23} \\ F_{32} & F_{33} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} K_{21} \\ K_{31} \end{bmatrix}$$

$$= K_u - \begin{bmatrix} K_{12} & K_{13} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_{22} K_{21} + F_{23} K_{31} \\ F_{32} K_{21} + F_{33} K_{31} \end{bmatrix}$$

$$= K_u - \left[ K_{12} F_{22} K_{21} + K_{12} F_{23} K_{31} + K_{13} F_{32} K_{21} + K_{13} F_{33} K_{31} \right]$$

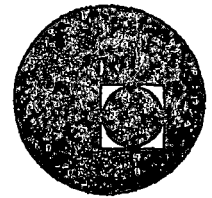
$$\circ K_{12} F_{22} K_{21} = K_{12} \left( \begin{array}{c} \end{array} \right) K_{21}$$

$$K_{12} F_{23} K_{31} = -K_{12} \left( \begin{array}{c} \end{array} \right) K_{23} K_{33}^{-1} K_{31}$$



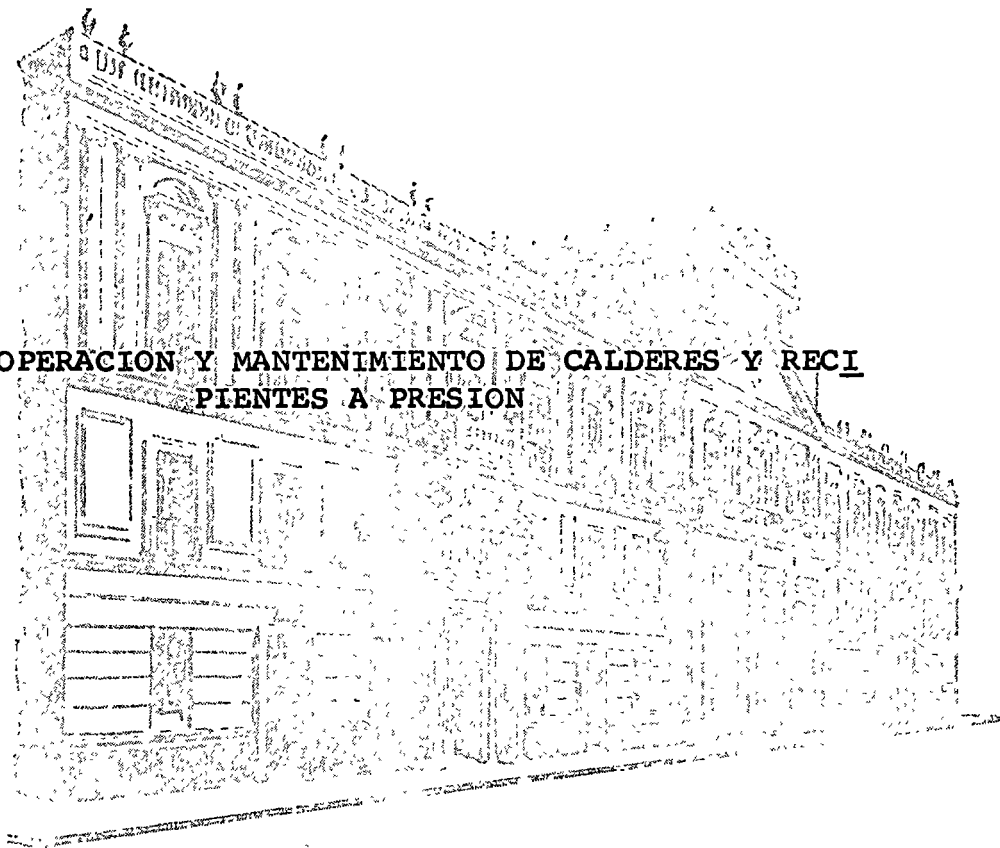


centro de educación continua  
división de estudios superiores  
facultad de ingeniería, unam



**DISEÑO OPERACION Y MANTENIMIENTO DE CALDERAS  
Y RECIPIENTES A PRESION**

**OPERACION Y MANTENIMIENTO DE CALDERAS Y RECI  
PIENTES A PRESION**



M. EN C. JOSE LUDLOW L.  
ING. PIERRE ZAYA BARRE  
ING. FRANCISCO JAVIER NEVARES DEL BOSQUE

AGOSTO DE 1976.



1. **Function of the body of the contract**  
 2. **Contractual terms and conditions**  
 3. **Contractual obligations**



4. **Contractual remedies**  
 5. **Contractual termination**



## I N T R O D U C C I O N

Hasta finales del siglo XIX los métodos usualmente aceptados eran de dos tipos: inspección visual (el método de PND mas viejo que se conoce), por medio de este método de inspección se hizo lo posible para lograr que las piezas así inspeccionadas quedaran dentro de las especificaciones correspondientes tanto en peso, calidad, naturaleza del material, etc. El segundo método era corriendo pruebas bajo esfuerzos y condiciones similares a las que el producto estaría sometido posteriormente durante su vida de servicio.

Tales pruebas que se usaron en aquel tiempo, en la actualidad adolecen de dos defectos obvios:

El primero de ellos se basa en que la velocidad a que trabajan las máquinas actuales es superior a las de aquel tiempo y conjuntamente a esto la tendencia creciente a reducir el peso de los equipos.

Todo esto contribuye a reducir los factores de seguridad y por consecuencia obliga a tener métodos de inspección mas confiables.

El segundo defecto de los métodos de prueba antiguos es que no se pueden aplicar a maquinaria que ha estado trabajando durante un tiempo considerable y de la cual se desea verificar cuales son sus condiciones actuales. Muchas veces un equipo no puede ser sacado de operación para aplicar en sus partes pruebas en condiciones similares a las que tiene en servicio.

.../

Estas dificultades para obtener respuestas claras y definitivas durante la inspección han sido superadas en mucho con la aplicación de métodos, los cuales están basados en fenómenos físicos bien conocidos y relativamente simples, los cuales pueden revelar los defectos ocultos o lo que ha resultado de un uso prolongado sin agregar ningún esfuerzo al material probado, y en muchos casos sin siquiera tocarlo.

Los fenómenos físicos de que hablamos, y la aplicación práctica a la inspección de calderas, son los siguientes:

1. Radiación X y gamma.- Utilización para detectar defectos internos en fundición, soldadura, etc.
2. Atracción capilar.- La cual es usada en la aplicación de líquidos penetrantes; se usan para detectar fracturas, laminaciones y segregaciones en cualquier tipo de metal (siempre y cuando los defectos salgan a la superficie).
3. Atracción magnética.- Para detectar grietas, fracturas superficiales o defectos ligeramente internos.
4. Optica física.- Utilizada como ayuda para la inspección visual clásica bajo la forma de espejo, lupas, focos, etc, en la fabricación de equipos de inspección interna de tubos, y en la metalografía para detectar en la estructura del metal los defectos de tratamientos térmicos como normalizado, relevado de esfuerzos, temple, etc.
5. Ultrasonido.- Para medición de espesores, detectar defectos internos en placa, o en soldadura.

.../

6. Espectrometría.- Se utiliza para la determinación de elementos de aleación tales como: cromo, níquel, molibdeno y cobre, sin necesidad de efectuar pruebas destructivas.
  7. Corrientes parásitas.- Usadas para detectar variaciones de propiedades físicas del material cerca de la superficie tal como son: dureza, tratamiento térmico, presencia y profundidad de grietas, o también para medir el espesor de recubrimientos de cobre, níquel, zinc, o de pintura.
- 

1. Principios de la radiación X y gamma.

La radiación X en el tubo se produce cuando los electrones que viajan del polo negativo hacia el polo positivo son interceptados bruscamente y su energía cinética se convierte en energía de radiación bajo la forma de rayos X. La ventaja de esta fuente de radiación es que tiene una dimensión muy pequeña que facilita la lectura de las radiografías.

Las radiaciones gamma son generadas por cápsulas de electrones radioactivos, los mas comunmente usados, siendo iridio, cobalto y cesio. La ventaja de la utilización de rayos gamma es que permite por el poder penetrante de los rayos gamma utilizar tiempos de exposición más cortos e inspeccionar espesores más grandes.

.../

El principio de la radiografía, sea con rayos X o rayos gamma, consiste en colocar la fuente de rayos de un lado de la pieza a examinar y la película sensible del otro lado. Los rayos pasan a través de la pieza y activan la película. Si el material es homogéneo no habrá variación de tonalidad sobre la película. Si se presenta cualquier defecto, los rayos pasarán más fácilmente a través de él que a través de el metal en general, y por consecuencia la superficie correspondiente a este defecto se encontrará más oscura que el fondo. Así habremos establecido la presencia y la forma de el defecto.

La ventaja de este método es que permite detectar defectos superficiales e internos sin ninguna influencia sobre el uso futuro de la pieza. Está limitado por el tamaño mínimo del defecto detectable, así como su posición, y en algunos casos su uso es difícil por la geometría de la pieza.

## 2. Partículas magnéticas.

El método de partículas magnéticas de pruebas no destructivas se utiliza para localizar discontinuidades ya sea en la superficie o ligeramente internas en materiales ferro magnéticos. La operación está basada en el hecho de que cuando la parte que está siendo magnetizada para la prueba contenga discontinuidades, dispuestas en una dirección transversal a la dirección del campo magnético, estas causarán una falla en el campo formado en la parte superficial y abajo de éste en la pieza probada. La presencia de esta falla de campo, y por lo tanto la presencia de la discontinuidad se detecta por el uso de partículas ferromagnéticas finamente divididas que se aplicarán sobre la superficie, algunas de estas partículas atraídas y mantenidas por la falla del campo. Este grupo de

partículas magnéticamente atrapadas, forman una indicación de la discontinuidad permitiendo localizar y determinar su tamaño, forma y dimensión.

El método requiere de tres pasos fundamentales:

- a) Magnetizar el material o parte a probar.
- b) Aplicar partículas ferromagnéticas sobre la superficie.
- c) Examinar las superficies para detectar posibles agrupaciones de partículas que puedan ser indicaciones de defectos.

Ventajas del método.

Las ventajas son las siguientes:

- a) Es el mejor método y el más manuable a su vez para encontrar fracturas de superficie, especialmente cuando son muy finas e inapreciables.
- b) Es rápido y simple de operar.
- c) Las indicaciones se producen directamente sobre la superficie de la parte dando un diagrama de la discontinuidad.
- d) No hay limitaciones debidas a tamaño o contorno de la parte a probar.
- e) Se pueden detectar grietas rellenas con material extraño.
- f) No requiere de una limpieza especial.
- g) Se puede utilizar sobre recubrimientos de espesores pequeños como pinturas u otros no magnéticos.
- h) Es relativamente barato su uso.

Limitaciones del método:

- a) Solamente se puede usar en materiales ferromagnéticos.
- b) No se puede utilizar en los casos en que la discontinuidad se encuentra muy abajo de la superficie.
- c) El campo magnético debe encontrarse en una dirección la cual intercepte el plano principal de la discontinuidad. Por lo tanto, el operador debe conocer como atacar la pieza a probar.
- d) Algunas veces las piezas presentan una superficie rugosa que puede causar problemas con la interpretación.

3. Líquidos penetrantes.

Se aplican estos líquidos sobre la superficie a probar y se deja un tiempo suficiente para que puedan penetrar en cualquier fisura. Se quita el excedente con un limpiador adecuado y se aplica en seguida un revelador que tiene por función aspirar por capilaridad el líquido que había penetrado en la fisura. Con inspección visual se puede entonces observar el defecto superficial.

Se emplean líquidos normales para sensibilidad poco elevada y líquidos fluorescentes para mayor sensibilidad.

Este método es de fácil uso y necesita poco material.

Es limitado a la detección de defectos superficiales.

#### 4. Instrumentos ópticos.-

No nos extenderemos sobre el uso evidente de aditamentos sencillos para la inspección visual.

Los equipos de inspección interna (boroscope, fiberscope, flexiscope, etc), consisten generalmente en introducir dentro del cuerpo hueco a inspeccionar un foco y un espejo que pueda transmitir a través del cuerpo del instrumento la imagen iluminada por el foco.

Esta transmisión se puede hacer por medio de lentes dentro de un tubo o por medio de fibras ópticas en caso de los equipos flexibles. La imagen examinada por el inspector a través de un ocular.

Estos métodos de inspección permiten inspeccionar visualmente partes completamente ocultas a simple vista.

Están limitados por el campo visual bastante reducido usualmente y también por la dificultad que se encuentra algunas veces en localizar exactamente la parte inspeccionada.

Los microscopios metalúrgicos se pueden emplear también para la inspección no destructiva en el campo, mediante el pulido previo de la superficie a examinar, seguido por un ataque químico con un reactivo adecuado. El examen de la microestructura de un metal permite verificar rápidamente su tratamiento térmico por la forma característica que toman los cristales después de cada tratamiento. Permite también eventualmente detectar un material incorrecto ya sea por tratamiento térmico o por composición química.

## 5. Ultrasonido.

Este método hace uso de vibraciones mecánicas generadas por un palpador. Estas vibraciones viajan dentro del metal a la velocidad del sonido y son reflejadas por cualquier zona diferente al material base. Estas vibraciones u ondas reflejadas son detectadas por el mismo palpador o por otro y transmitidas al equipo electrónico.

Cuando la zona de densidad diferente es el aire, o sea la cara opuesta de una placa por ejemplo, la onda será reflejada hasta su punto de origen y la medición del tiempo necesario para hacer su trayecto nos permite medir el espesor del material.

Cuando se buscan defectos dentro de piezas mas complicadas, se pueden usar palpadores que emiten ondas ultrasónicas a un ángulo diferente de  $90^\circ$  y la señal recibida está transmitida a una pantalla de osciloscopio donde se puede apreciar dentro de ciertos límites la posición del defecto y su tamaño.

La ventaja de este método es su rapidez, bajo costo y precisión para la localización de defectos internos de cierto tamaño. Esta limitado en muchos casos por la geometría de la pieza, su estructura, y la orientación y el tamaño del defecto que se busca.

## 6. Corrientes parásitas.

Este método se utiliza los cambios de propiedades magnéticas del material para detectar cambios en éste o defectos superficiales.

.../



Su aplicación es muy variada como en la inspección de tubos (exterior e interior), la identificación de varias aleaciones, la detección y la medición de profundidad de grietas, etc.

Tiene como ventaja principal como inspección de rutina en plantas de fabricación, su bajo costo relativo y su rapidez.

---

Bibliografía.

Principles of Magnetic Particle Testing; C. E. Betz

Magnaflux Corporation Non-Destructive Testing; William Schall

The Machinery Publishing Co.;

Código ASME;

Non-Destructive Testing Handbook; Robert McMaster.

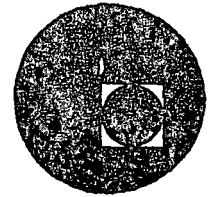
Ronald Press Co.

Steam, its Generation and Use; Babcock and Wilcox





centro de educación continua  
división de estudios superiores  
facultad de ingeniería, unam



**DISEÑO OPERACION Y MANTENIMIENTO DE  
CALDERAS Y RECIPIENTES A PRESION**



**INFORMACION BIBLIOGRAFICA COMPLEMENTARIA**  
**PARTE IV/8 "CORROSION Y PROTECCION ANTICORROSIVA"**

**ING. DAVID GULLING C.**

**ING. MANHER F. GUERRERO**

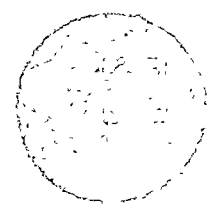
**JULIO DE 1976.**



Faint, illegible text centered on the page.



AL INSTITUTO NACIONAL DE ESTADÍSTICA Y CENSOS  
GRUPO DE EDUCACION CONTINUA



## **C O N T E N I D O**

**"Corrosión en estructuras de acero y su control"**

**Ing. David Gilling C.**

**"Técnica moderna en el combate contra la corrosión"**

**Ing. David Gilling C.**

**"The fundamentals of galvanic corrosion".**

**A. B. Lauderbaugh.**

**"Cathodic Protection Handbook"**

**O. Osborne, C. F. SCHRIEBER, W. B. Brooks, R. C. Jorgensen  
& B. Douglas.**

**"Control of external corrosion on underground or submerged  
metallic piping systems"**

**(RECOMENDED PRACTICE)**

**National Association of Corrosion Engineers.**

## Corrosión en Estructuras de Acero y su Control <sup>(2)</sup>

*Por David Gilling (1)*

La corrosión es uno de los enemigos más serios de la industria, millones de pesos se pierden en el mundo diariamente por su causa. Una estimación reciente aproximada de las pérdidas que ocasiona la corrosión en los Estados Unidos de Norteamérica, arroja la cifra de 5,500 millones de dólares anuales. Para obtener esta cifra se han considerado todos los factores que significan directa o indirectamente daños económicos a las industrias; factores tales como: pérdida directa de metal, debilitamiento de estructuras y mecanismos que ocasionan inutilidad temporal o definitiva del equipo, pérdidas de productos en el caso de conducción y almacenamiento de fluidos, suspensiones temporales en los ingresos de las industrias al suspender un servicio, costos de reparaciones, daños a terceras personas, etc., sin considerar otra serie de factores imponderables como: accidentes, situaciones insalubres, incomodidades a usuarios y trabajadores con la consiguiente reducción de eficiencia en las labores, etc.

La corrosión en hierro y acero puede presentarse en diversos tipos, el que ahora vamos a analizar, es el de corrosión electrolítica. Este es el tipo de corrosión que indudablemente más problemas ha dado al hombre, especialmente desde que éste empezó a usar el hierro como base de su pro-

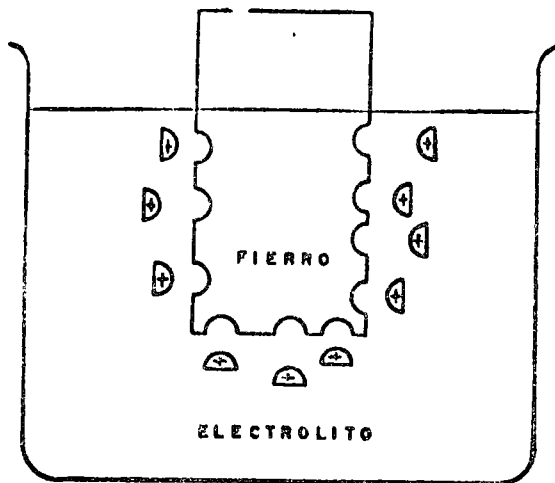
greso. Afortunadamente la reacción de la ciencia ante el problema fué precisa, y actualmente éste es el tipo de corrosión que se combate y se controla en forma más eficiente y segura.

Corrosión electrolítica es la que se presenta cuando un metal se encuentra total o parcialmente sumergido en un líquido. Como la corrosión exterior en los cascos de los barcos, en el interior de tanques y tuberías, en equipos de condensación y de cambiadores de calor, en algunas partes de los sistemas de refrigeración, en tablaestacados metálicos de muelles. El líquido en contacto con el metal que se corroe se denomina electrolito. También es electrolítica la corrosión en la parte exterior de los fondos de los tanques apoyados en el suelo y en el exterior de tuberías de ademe de pozos o cualquier otro tipo de tuberías enterradas. En estos casos la humedad del terreno constituye el electrolito.

El proceso mediante el cual se lleva a efecto la corrosión electrolítica es el siguiente: Si se sumerge un metal cualquiera en un líquido, los átomos del metal tienden a disolverse. Estos átomos reciben el nombre de "IONES" y al desprenderse de la masa metálica llevan consigo una carga eléctrica positiva (Fig. 1). Una condición indispensable para que el proceso se verifique es que el líquido sea conductor de la electricidad (electrolito). Si en el instante de iniciarse el proceso los dos elementos, electrolito y metal, igualan su potencial por el hecho de estar en contacto, cuando los iones metálicos empiezan a desprenderse cargados positivamente la masa metálica pierde tales cargas positivas, generando entonces, con respecto al electrolito, una diferencia de potencial. (Fig 2).

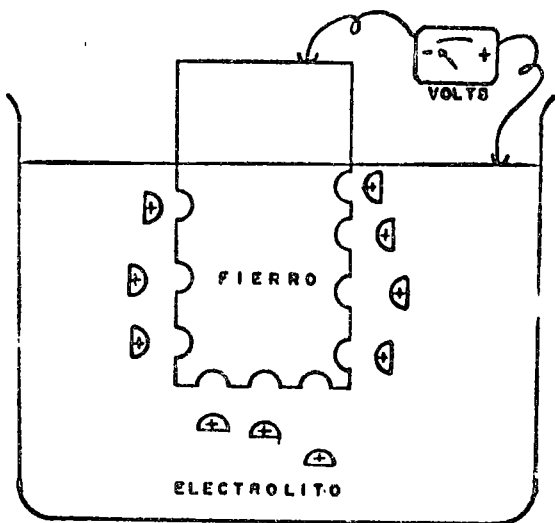
(1) <sup>QUIMICO</sup> Ingeniero Electricista. Superintendencia de Construcción y mantenimiento - Petróleos Mexicanos, México, D. F.

(2) Conferencia Sustentada por el autor, el 4 de Mayo de 1959 en la A. I. P. M.



—Fig. 1—

Átomos del metal se disuelven en el líquido.



—Fig. 2—

La masa metálica pierde cargas positivas, cargándose negativamente con respecto al electrolito.

En el sistema eléctrico así constituido, el trozo de metal mostrará un potencial negativo puesto que ha perdido cargas positivas. Este proceso continúa, el trozo de metal sigue perdiendo átomos y por lo tanto cargas positivas, incrementando continuamente su potencial negativo. Llega un momento en que la masa metálica alcanza un nivel eléctrico tan negativo que le impide perder más cargas positivas. El proceso entonces se detiene y el potencial del metal con respecto al electrolito se

estabiliza. El valor del potencial final del proceso depende exclusivamente de la naturaleza química de los constituyentes del sistema: masa metálica y electrolito.

Cuando se trata de un metal puro, sumergido en una solución molar de sus propios iones, el potencial final del proceso se llama "POTENCIAL ELECTROLITICO DE SOLUCION". (Se llama solución molar de una sustancia a aquella que contiene una molécula gramo de esa sustancia disuelta en un litro de solución). Cada metal tiene su potencial electrolítico de solución, el cual es un valor característico y constante. (VEASE TABLA)

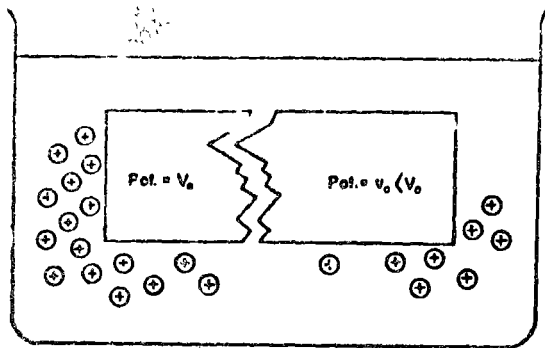
Si en una estructura metálica cualquiera el fenómeno electrolítico se presentara tal como se ha explicado, la corrosión no se llevaría a cabo; es decir, se detendría con una pérdida insignificante de metal al alcanzarse el potencial correspondiente del proceso, pues tratándose de electricidad estática son muy pequeñas las cantidades de energía necesarias para establecer diferencias de potencial muy considerables.

#### TABLA DE POTENCIALES ELECTROLITICOS DE SOLUCION

MAGNESIO	— 2.10
ALUMINIO	— 1.70
ZINC	— 0.76
PIERRO (FERROSO)	— 0.41
PIERRO (FERRICO)	— 0.01
HIDROGENO	— 0.00
COBRE (CUPRICO)	+ 0.31
COBRE (CUPROSO)	+ 0.17
NIQUEL	+ 0.23
PLATA	+ 0.80
ORO	+ 1.50

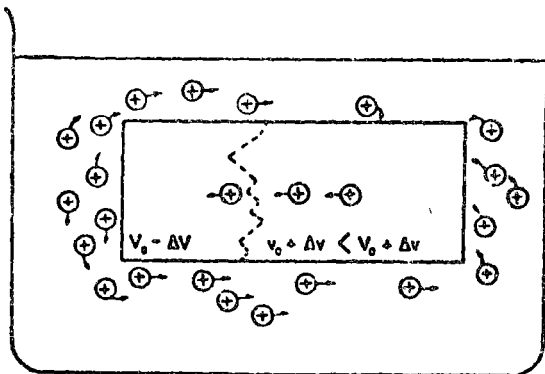
Cuando por cualquier motivo, distintas partes de la masa metálica adquieren potenciales diferentes con respecto al electrolito, se establecen corrientes eléctricas entre esas partes, dando lugar a la formación de verdaderas pilas galvánicas, cuyo funcionamiento permite en determinadas áreas la pérdida constante de iones metálicos y en otras impide ese desprendimiento, resultando estas últimas áreas protegidas.

Este proceso se explica como sigue: (Fig. 1) considérense separadamente dos secciones de la misma masa metálica. Las propiedades electrolíticas de una de estas partes permiten el desarrollo de un potencial de equilibrio  $V_0$ ; al alcanzarse este potencial el desprendimiento iónico cesa. Similarmemente la otra parte alcanza también su potencial de equilibrio, pero debido a determinadas circunstancias este potencial tiene un valor  $V_0'$  menor que  $V_0$ .



-Fig. 4-

Si se unen estas dos partes, (Fig. 5) ambos potenciales se alteran; el potencial mayor disminuye hasta un determinado valor ( $V_0 - \Delta V$ ) y el potencial de la otra parte se incrementa hasta ( $v_0 + \Delta V$ ). La parte cuyo potencial de equilibrio era  $v_0$  no tan solo seguirá imposibilitada para perder cargas positivas, sino que las atraerá haciendo que ahí se depositen; en cambio la otra parte del trozo metálico cuyo potencial es ahora inferior a su potencial de equilibrio, está en posibilidad de perder iones positivos, estableciéndose entonces un proceso galvánico continuo.



-Fig. 5-

Las áreas de la superficie metálica en contacto con el electrolito donde tiene lugar el desprendimiento iónico, se denominan áreas anódicas o "ANODOS"; las áreas donde las cargas positivas se depositan se denominan "CATODOS".

Soy muy diversos los motivos por los cuales se puede presentar el fenómeno electrolítico explicado anteriormente. En diferentes partes de una misma masa metálica sumergida en un electrolito, se pueden presentar diferencias de potencial originadas por diferencias insignificantes en la constitución química del metal o por la presencia de ligeras películas heterogéneas de óxido o escoria en la superficie metálica, formadas ahí en su fabricación.

El fenómeno electrolítico es más activo cuando en una estructura determinada se encuentran piezas de metales diferentes (por ejemplo una valvula de bronce intercalada en una tubería de hierro); diferencias de composición en la concentración, o simplemente en la aereación de diferentes partes de un mismo electrolito, pueden también ser motivo de un fenómeno de corrosión galvánica.

Este es, someramente explicado, el proceso mediante el cual trabaja la corrosión electrolítica. Así puede comenzar la destrucción de cualquier instalación, con la particular característica de que, por el hecho de desarrollarse este proceso en estructuras enterradas o sumergidas, la mayor parte de las veces permanece fuera de la vista de quienes lo podrían evitar; sólo se hace evidente su presencia cuando la instalación comienza a fallar, síntoma que algunas veces puede significar el fin de la vida útil del equipo, o cuando menos, la presencia de daños cuya reparación resultará muy costosa. No son raros los casos de pozos de petróleo que tienen que ser abandonados poco tiempo después de haber resultado corroída su tubería de ademe.

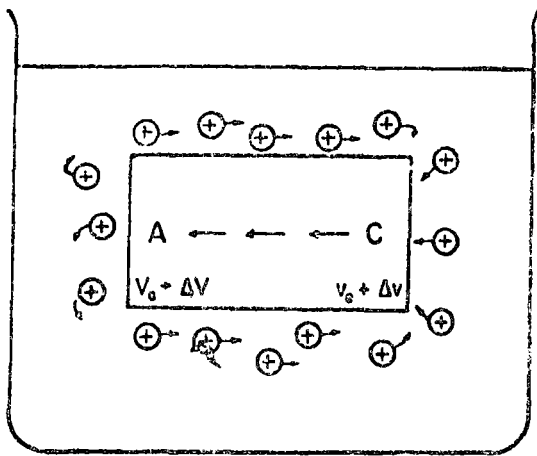
#### CONTROL DE CORROSION.

Como se explicó, la corrosión electrolítica ha llegado a ser controlada en forma eficiente y segura; actualmente sólo puede existir cuando el dueño o el encargado de un equipo la deja actuar libremente. El hombre tiene a la mano el remedio adecuado para cualquier caso de corrosión electrolítica, y lo que es más importante, a un precio verdaderamente insignificante. Son muy raros los casos (5% aproximadamente) de problemas de corrosión cuya solución resulta antieconómica. La economía de este control depende muy estrictamente de la oportunidad con que se traten los problemas. Debe ser el control de corrosión, una actividad preventiva. Si los problemas de corrosión se estudian al ser diseñada una instalación, en el 95% de los casos los costos de protección serán despreciables comparados con el costo del equipo; en cambio, si se llevan a cabo las instalaciones, y se espera a que los daños empiecen a hacerse notorios, el control de la corrosión y la reparación de los daños ocasionados pueden llegar a ser más costosos que el equipo mismo.

El proceso mediante el cual trabajan los sistemas de protección contra corrosión electrolítica o de protección catódica es como sigue:

Si se tiene una masa metálica sumergida en un electrolito, y se desarrolla en este sistema un circuito galvánico como el que antes se presentó, se pueden distinguir las siguientes partes: (Fig. 6) un área anódica (A) del metal, donde éste ha mostrado mayor tendencia a disolverse, y por lo



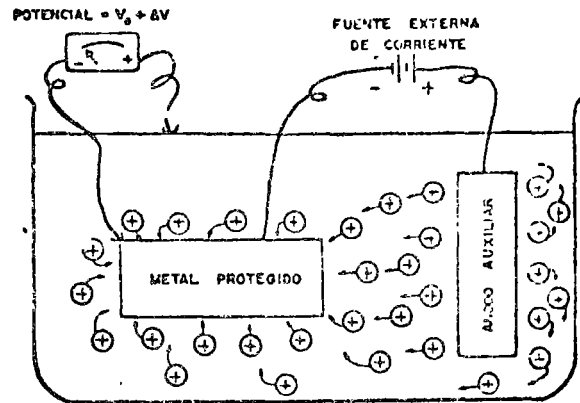


-Fig. 6-

tanto ha alcanzado una diferencia de potencial ( $V_0 - \Delta V$ ) relativamente grande con respecto al electrolito (el metal con signo negativo puesto que ha perdido cargas positivas); en la misma masa metálica un área catódica (C) con el mismo signo eléctrico que el área anódica, pero con una diferencia de potencial con respecto al electrolito inferior a la del área anódica; estas dos áreas en contacto eléctrico entre sí a través de la estructura, y todo sumergido en el electrolito.

Así los iones cargados positivamente estarán abandonando a la estructura en el área anódica "A", las cargas positivas viajando a través del electrolito se depositarán en el área catódica "C", y el circuito se completará a través del metal, regresando las cargas positivas de "C" hacia "A", el proceso podrá continuar indefinidamente perdiéndose iones en el área anódica y por lo tanto corroyéndose el metal en ese lugar mientras haya ahí material y mientras el potencial negativo de esa área no alcance su valor de equilibrio, cosa que no sucederá, mientras siga conectada al área "C" a menos que alteremos exteriormente el sistema.

Existen dos procedimientos generales para alterar exteriormente un sistema electrolítico como éste: 1o. IMPRIMIENDO a la estructura por proteger, una corriente directa que provenga de una fuente externa tal como un generador de corriente continua, un rectificador, una serie de pilas galvánicas cuya fuerza electromotriz sea mayor que el potencial del sistema electrolítico por proteger, en todos estos casos será necesario disponer de un dispositivo auxiliar que pueda servir como ánodo en el circuito de protección catódica, (Fig. 7). 2o. Conectando eléctricamente a la estructura por proteger, una masa metálica de un metal diferente,



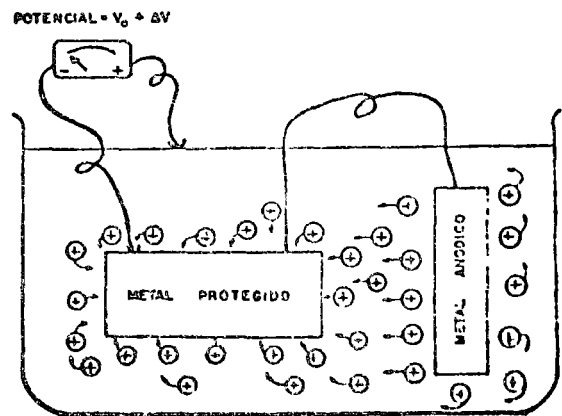
-FIG. 7-

cuyo potencial electrolítico de solución sea superior a la diferencia de potencial generada en las áreas anódicas; esta nueva masa metálica deberá ser sumergida en el mismo electrolito (Fig. 8).

Con cualquiera de estos dos procedimientos se ha logrado que la diferencia de potencial entre la estructura metálica y el electrolito haya alcanzado, en todas sus partes, valores suficientemente grandes para evitar todo posible desprendimiento iónico en la estructura protegida.

La práctica común es proporcionar, a las estructuras por proteger, por cualquiera de esos dos métodos, diferencias de potencial con respecto al electrolito ligeramente superiores a las necesarias para detener el proceso de corrosión; resulta entonces, que no sólo se elimina la pérdida de iones positivos, sino que, se provoca un flujo de tales iones del electrolito hacia las áreas metálicas, convirtiendo a la estructura metálica en un cátodo.

Esta es la información que proporciona el análisis electroquímico del problema.



-FIG. 8-

### *Manera práctica de aplicar estos conocimientos.*

A pesar de que estos principios electroquímicos eran ya conocidos desde el siglo XVIII, y que a principios de este siglo se empezaron a aplicar conectando trozos de zinc a los cascos de acero de las embarcaciones para preservarlos de la corrosión del agua de mar, sólo ha sido hasta hace unos cuantos años, cuando el asunto ha merecido una profusa aplicación en los países más industrializados.

Son muchos los tipos de estructuras metálicas que se pueden proteger mediante estos procedimientos; algunos de los más importantes en nuestra industria petrolera, son los siguientes.

### *Corrosión exterior de tuberías enterradas.*

Petróleos Mexicanos cuenta a la fecha con varios miles de kilómetros de tuberías enterradas de diversos diámetros, y atravesando los tipos más variados de terrenos. En esta gran red de conducción y distribución de hidrocarburos se encuentran problemas muy serios de terrenos especialmente corrosivos.

Los procedimientos de protección catódica han empezado a ser utilizados por nosotros a partir de fechas relativamente recientes. Muchos de los problemas de corrosión corresponden a instalaciones que nuestra empresa recibió con la expropiación petrolera, mismas que fueron hechas sin prever convenientemente los ataques de medios corrosivos.

Actualmente técnicos especialistas proyectan y construyen tuberías para Petróleos Mexicanos siguiendo para ello los métodos más modernos. Debido a esta situación, se han clasificado las tuberías en dos grupos generales: el primer grupo lo constituyen todas las tuberías antiguas que adolecen de defectos de construcción graves, especialmente en lo que respecta a su recubrimiento anticorrosivo; el segundo grupo lo constituyen las tuberías recientemente construidas, cuyos recubrimientos anticorrosivos han sido objeto de una especial atención.

### *Recubrimiento anticorrosivo para una tubería enterrada.*

La manera práctica de proteger una estructura metálica contra la corrosión electrolítica (del suelo en este caso) es establecer un circuito eléctrico en el cual la estructura por proteger resulte ser el cátodo, es decir, imprimirle una corriente que le permita recibir del electrolito cargas eléctricas positivas. Para que el consumo de corriente de protección (y por lo tanto de dinero) resulte mí-

nimo, es conveniente reducir hasta donde sea posible las áreas de flujo de corriente. En el caso de las tuberías esto se consigue con la aplicación de recubrimientos anticorrosivos eléctricamente aislantes. Se ha progresado mucho en la técnica de aplicación de recubrimientos anticorrosivos al grado que actualmente en Petróleos Mexicanos son muy comunes los casos de recubrimiento con eficiencia de 99.9%. Se podría fácilmente pensar, que con estos recubrimientos el problema de corrosión está prácticamente resuelto y que lo demás, o sea la protección catódica sale sobrando, pero hay que tomar en cuenta que el daño a una tubería no se lo hacen los kilos de metal que pierde, sino la concentración de tal pérdida que es lo que origina las perforaciones de la pared metálica. Y si en una tubería de unos cuantos kilómetros tenemos varios millones de centímetros cuadrados de área exterior, basta que el recubrimiento falle en un pequeño porcentaje para que se tengan varios miles de puntos, con área de un centímetro cuadrado, expuestos a la acción de la corrosión. Es ahí donde se debe hacer actuar la protección catódica.

Tomando en cuenta que los costos de corriente para protección catódica son directamente proporcionales al área expuesta, se puede fácilmente concluir que dichos costos en el caso de una tubería pobremente recubierta (eficiencia del recubrimiento, de 80%) pueden ser varios cientos de veces mayores que los de una tubería bien recubierta (99.9% de eficiencia).

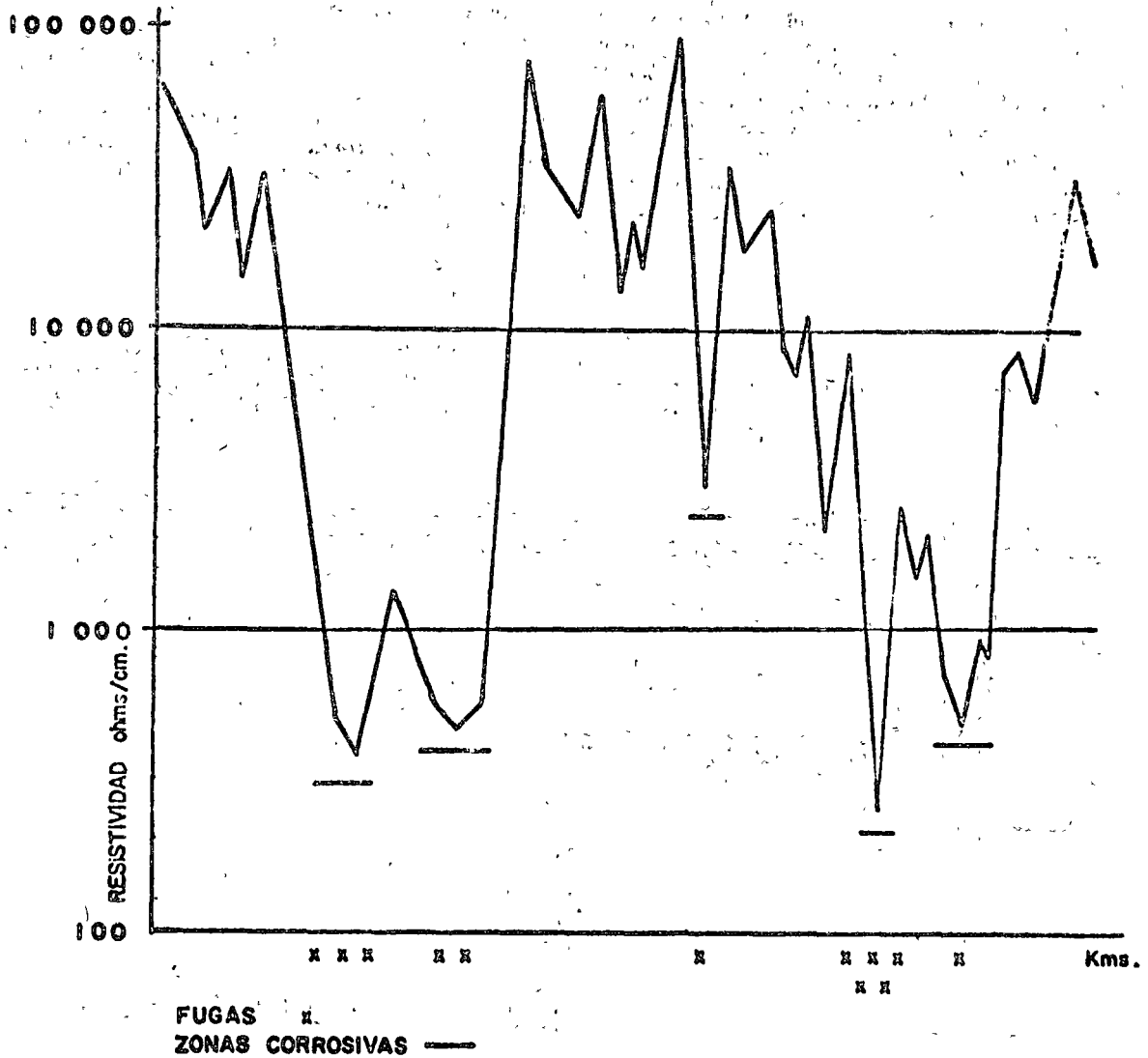
Las prácticas que normalmente se siguen para proteger catódicamente una tubería desnuda o pobremente recubierta, son las siguientes:

Se investigan los antecedentes de fallas o fugas por corrosión en la tubería. Y se hace una serie de determinaciones de resistividad del suelo a intervalos convenientes y a lo largo de todo su desarrollo. (Fig. 9). Generalmente coinciden los puntos de baja resistividad con los de fugas registradas (aun cuando existen terrenos corrosivos con alta resistividad).

Determinados todos los puntos corrosivos y los probablemente corrosivos, basándonos en los registros de fugas y en las determinaciones de resistividad del suelo, se procede a hacer en todos ellos, pruebas para investigar la corriente requerida para su protección. Estas pruebas dan todos los datos necesarios para el diseño de las instalaciones adecuadas, intensidad de la corriente de protección y una curva de potenciales del tubo con respecto al suelo, en función de la distancia al punto de aplicación de corriente. (Fig. 10, nótese que la escala en el eje de las distancias, está en metros); este último dato permite conocer la distancia máxima

que puede ser alcanzada por la protección desde un punto determinado, y dado el caso de zonas corrosivas muy amplias, el espaciamiento que se debe tener entre puntos de aplicación de corriente. Se procede entonces a instalar el sistema de protección para todas las zonas corrosivas antes deter-

minadas. Después de unos cuantos días de haber terminado de hacer las instalaciones, se llevan a cabo mediciones de potenciales y corrientes de protección para verificar la eficiencia del sistema y, en caso necesario hacer ajustes o refuerzos.



-FIG. 9-

En esta forma se logran reducir en un 90% las probabilidades de corrosión a lo largo de toda la tubería, con un costo que puede ser de un 15 ó 20% de lo que costaría la protección catódica de la misma tubería a lo largo del 100% de su desarrollo.

En el caso de tuberías desnudas o pobremente recubiertas, las curvas de potencial *tubo-suelo vs. distancias*, presentan atenuaciones o pendientes muy fuertes debido a que la corriente fácilmente fluye entre el tubo y el suelo en las proximidades del punto de aplicación llegando en una distancia muy corta a bajar dicho potencial tubo-suelo hasta valores que no garantizan protección contra corrosión. De este modo, se trata de alargar la distancia protegida desde un determinado punto, aumentando la corriente de protección aplicada en ese punto (Curva 2, Fig. 10), el potencial del tubo al suelo se incrementa cerca del origen y con ello se incrementa también la densidad de corriente en esa

zona, consumiéndose un exceso de corriente en "sobre-protección". Debido a la fuerte atenuación de potencial no se logra un incremento considerable en distancia protegida. Es por este motivo que se prefiere, para este tipo de tuberías, distribuir la corriente de protección en varios puntos de aplicación con potenciales moderados, en lugar de usar pocos puntos con potenciales altos, evitándose en esa forma, los desperdicios por sobre-protección. Estas circunstancias hacen que se prefiera usar en el caso de tubería desnudas o pobremente recubiertas, sistemas de protección bimetalica, aplicando masas de metales como magnesio, zinc o aluminio, que unidos eléctricamente al fierro trabajan anódicamente con respecto a éste. Este procedimiento resulta más económico que el de imprimir corriente directa con fuentes externas como generadores, rectificadores o bancos de baterías, cuyas características fundamentales son las facultades que poseen de proporcionar corrientes fuertes a potenciales elevados.

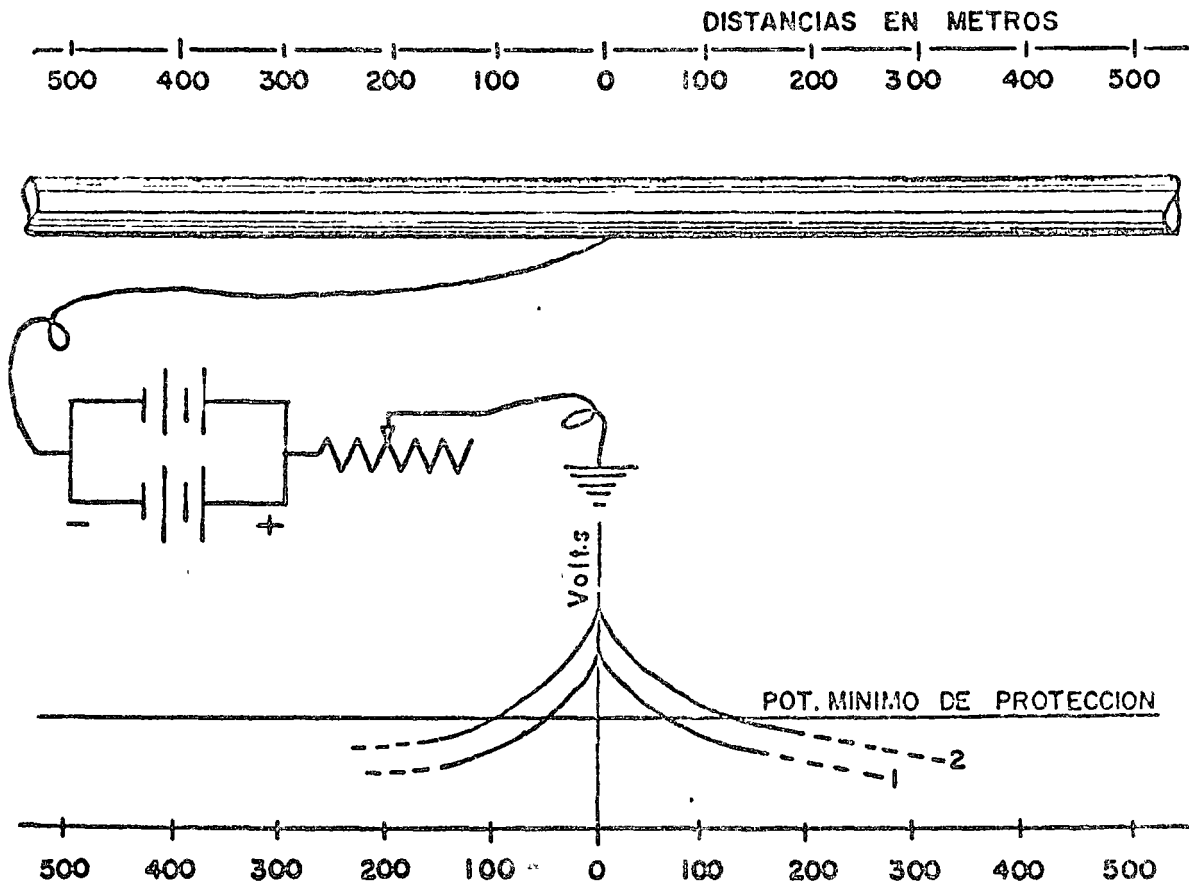


Fig. 10

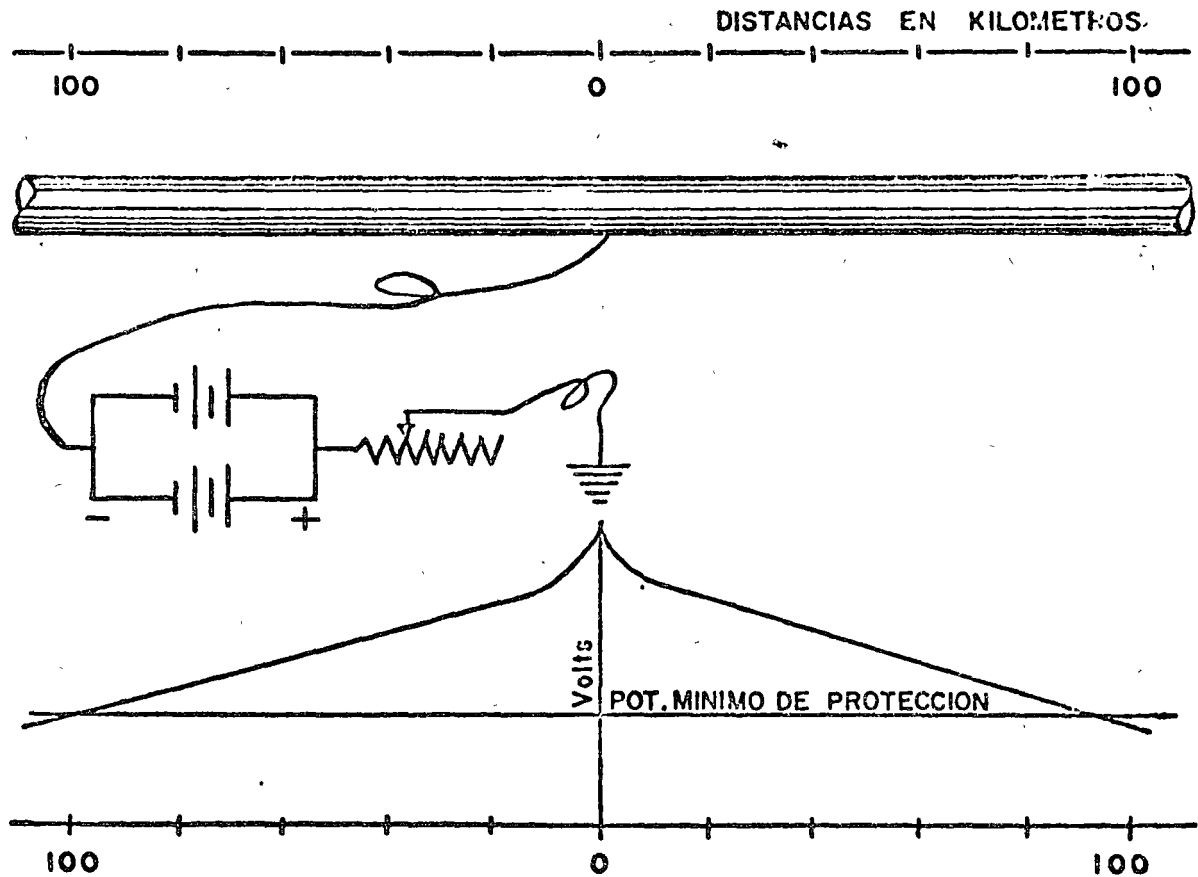
### Tuberías bien recubiertas.

Este es el caso de las tuberías cuya protección contra corrosión se empieza a diseñar desde que la tubería se proyecta.

Antes de iniciarse la construcción de una nueva tubería, el proyecto es revisado por los especialistas en corrosión. Entonces se especifican las instalaciones necesarias para aislar eléctricamente a la tubería de cualquier otra estructura metálica. Una vez que la tubería ha sido construída se procede a investigar la intensidad de corriente que se requiere para proporcionar potenciales de protección a toda la estructura. La tendencia general es elevar a un máximo el potencial tubo-suelo para lograr la protección de toda la estructura con un

número mínimo de puntos de aplicación o de drenaje de corriente.

Cuando al construir una tubería se logra obtener un buen recubrimiento, dicha tubería se comporta eléctricamente como una estructura prácticamente aislada del suelo y sólo cantidades pequeñísimas de corriente son las que fluyen a través de los circuitos de protección. En estos casos es cuando conviene imprimir potenciales altos del tubo con respecto al suelo, usando fuentes externas de corriente; es fácil lograr mantener dichos potenciales por encima de los valores mínimos de protección, a lo largo de distancias que muy frecuentemente llegan a ser mayores de 100 kilómetros hacia cada lado del punto de aplicación. (Fig. 11).



—FIG. 11—

*Protección catódica de tuberías de ademe de producción en pozos de petróleo y gas.*

La corrosión que algunas veces se registra por la acción de los diferentes estratos del subsuelo sobre la parte exterior de las tuberías de ademe de producción en pozos es corrosión galvánica, que sólo puede ser eficientemente combatida con protección catódica.

Cuando el estudio geológico del subsuelo y los antecedentes de daños registrados en los pozos de determinado yacimiento hacen suponer la existencia de acción galvánica sobre las tuberías de ademe, se llevan a cabo investigaciones eléctricas que permitan conocer las características de las corrientes de protección que deben ser aplicadas para evitar dicha acción corrosiva. Esta investigación resulta costosa ya que para realizar tales determinaciones eléctricas es indispensable, cuando menos para unos cuantos pozos de una determinada formación, interrumpir su servicio y sacar su tubería de pro-

ducción para introducir un juego de electrodos e contacto especiales para registrar el comportamiento de la estructura al aplicar corrientes de prueba. El control y mantenimiento que se llevan posteriormente a la instalación de protección catódica se hacen mediante mediciones eléctricas en la cabeza del pozo.

*Otros tipos de estructuras de acero.*

Los sistemas de protección catódica para otros tipos de estructuras de acero, como interiores de tanques de almacenamiento, exteriores de cascos de barcos, etc., se diseñan mediante sencillos cálculos en los que es necesario considerar las características del electrolito de que se trate y determinar las cantidades de corriente de protección necesarias por unidad de área expuesta. En todos los casos, después de instalar un sistema de protección catódica, es necesario hacer una serie de mediciones eléctricas para verificar su eficiencia y hacer los ajustes pertinentes.

# TECNICA MODERNA EN EL COMBATE CONTRA LA CORROSION

Por el Ing. David Gilling

El empleo de los metales por el hombre se ha incrementado a medida que la civilización avanza, llegando a constituir desde hace mucho tiempo factores que, en su ausencia, cambiarían en forma absoluta la fisonomía de cualquier grupo humano.

Aún cuando la presencia de los metales representa una considerable cantidad de esfuerzo humano acumulado, tal concentración resulta de un orden muy inferior al de los rendimientos producidos. Esta consideración incluye todas las formas de esfuerzo imaginables, aún las mismas actividades intelectuales; considerándose si no su influencia en este aspecto desde la aparición de la imprenta, por ejem-

plo, hasta el presente de las fabulosas computadoras electrónicas y los complejos aparatos modernos para control mecanizado. Todos los desarrollos científicos que en ese curso hemos conocido han dado en forma directa un rendimiento enorme a las actividades mentales del hombre. Incontestablemente tales mecanismos hubieran sido irrealizables sin la presencia de los metales.

No quiero hacer consideraciones respecto a otras formas útiles en las que los metales contribuyen para hacer posibles las facilidades de la vida moderna ni a la forma en que han contribuido al desarrollo de la civilización desde mucho antes de la revolución industrial. Sería



una descripción demasiado larga, o más bien una rememoración de circunstancias de sobra conocidas por todos.

Decimos que los metales (en estado no combinado) representan un trabajo acumulado porque invariablemente ha sido necesario un proceso, a veces simple, a veces costoso, para traerlos de su estado natural a una forma en la cual nos pueden ser útiles.

Existe recíprocamente una tendencia de los metales para regresar a su estado nativo. Esto no es ningún atavismo ni máxima fatalista, es simplemente la circunstancia que conocemos, de que en la mayoría de los casos actúan sobre ellos los agentes de la naturaleza; agua y aire, principalmente, que activados por otros como son variaciones de temperatura, cambios de estado, activación microbiológica, etc., ejercen acciones oxidantes que los hacen cambiar nuevamente de su estado libre a su estado combinado. En otros casos, cuando los metales se someten a condiciones más críticas (abrasión, flama directa, productos químicos...) la tendencia a regresar a su forma nativa y más estable, es más marcada. Esta tendencia, activada por la acción de los agentes mencionados, es lo que conocemos con el nombre de **CORROSION**.

En la tecnología de los metales, las actividades científicas fundamentales siempre han sido orientadas a resolver los problemas inherentes a los procedimientos de fabricación, acondicionamiento y uso; así cada nuevo metal o aleación ha ido encontrando nuevos campos en el terreno industrial. Transcurre después mucho tiempo para que un cierto objeto metálico en uso, presente problemas que ameriten su renovación, y en muchos casos los problemas suelen ser resueltos con el desarrollo de nuevos materiales, más resistentes. Esta circunstancia a provocado una situación de predisposición, aparentemente lógica, de aceptar como un hecho irremediable que los objetos metálicos tienen una vida útil limitada (a veces muy limitada) y que es razonable su deterioro por motivos de su "uso normal". Es

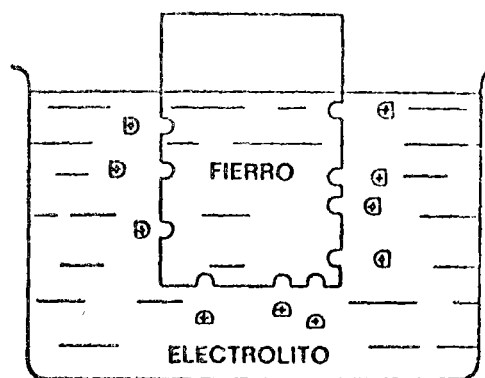


Figura No 1

decir, todo el mundo considera justo y razonable el tributo que se paga a la naturaleza cuando ha sido posible utilizar un objeto metálico durante un tiempo suficiente para que rinda un determinado provecho económico.

No me estoy refiriendo a un medio o a un país determinado, este es un convencimiento subconsciente general y, como decíamos antes, aparentemente lógico, que se ha observado en todos los medios donde el desarrollo industrial ha sobrevenido. Aún en las actividades cotidianas es muy común oír decir: "es natural que tal o cual objeto a la intemperie se haya inutilizado, puesto que tiene 4 ó 5 años en ese servicio"; en las ciudades costeras es una cuestión de todos aceptada, que la brisa obligue a reparaciones en las tuberías de su casa o en la carrocería de su coche cada 3 ó 4 años, o tal vez con mayor frecuencia.

Han sido los casos, en que la duración de los objetos es extraordinariamente corta, cuando el técnico o el industrial a juzgado que "tiene problemas de corrosión". Pero gracias a los problemas críticos se ha puesto atención, desde puntos de vista científicos a la corrosión. Los beneficios generalizados para problemas menos críticos y aún los beneficios laterales a otros tipos de problemas han sido de enorme provecho.





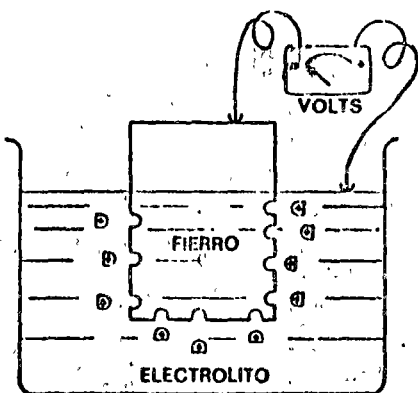


Figura No 2

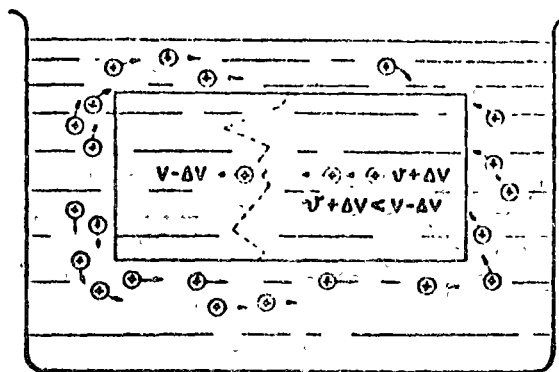


Figura No 3

En el complejo desarrollo industrial de los últimos años, los problemas críticos de corrosión se han multiplicado, requiriendo en el medio técnico, la atención permanente de individuos dedicados exclusivamente a esta especialidad, cuyas actividades han permitido establecer sobre bases firmes amplias disciplinas teóricas sobre la materia, perfectamente comprobadas con múltiples experimentaciones. De acuerdo con esto, actualmente cuando se proyecta una instalación industrial, es posible prever cualquier problema de corrosión y plantear con gran seguridad su solución económica y satisfactoria; aún en muchos casos en los cuales tradicionalmente la corrosión ha sido considerada como inevitable y con resignación y convencimiento cargados sus daños a los renglones de "costos de mantenimiento".

### NATURALEZA ELECTROQUIMICA DE LA CORROSION

Corrosión es un proceso mediante el cual los materiales tienden a abandonar su estado metálico para formar compuestos semejantes a aquellos en que se les encuentra en su forma natural. La corrosión suele desarrollarse por ataque químico o en forma electroquímica. Es-

ta última forma es la más generalizada, a la cual nos vamos ahora a referir.

Corrosión electroquímica es la que se presenta cuando un metal está en contacto con un medio acuoso. Existe entonces una tendencia del metal a disolverse (Fig. 1); iones metálicos cargados positivamente pasan al seno de la solución. Esto da como resultado una pérdida para la masa metálica de cargas positivas, desarrollándose en ella un potencial negativo con respecto a la solución. (Fig. 2).

Debido a diversas causas, cuando un metal se sumerge en un medio acuoso, algunas partes en la superficie del metal muestran más tendencia que otras a disolverse. Esto da lugar a la creación de áreas metálicas con diferente potencial entre ellas que trabajan como verdaderas pilas galvánicas. (Fig. 3). Se puede entonces distinguir la existencia de áreas anódicas y áreas catódicas. Las áreas anódicas son aquellas en las que la tendencia del metal a disolverse es más fuerte y por lo tanto desarrollan potenciales eléctricos más negativos. Estos potenciales se transmiten a otras áreas las cuales, teniendo menos tendencia a disolverse, y habiendo adquirido un potencial tan negativo, invierten el sentido del flujo iónico, recibiendo de la solución cargas positivas en lugar de cederlas, constituyendo así áreas



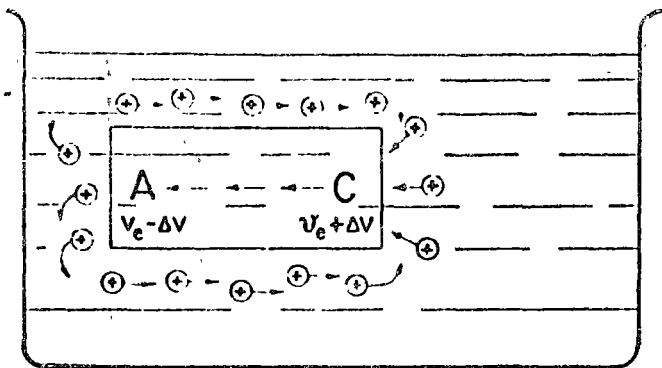


Figura No 4

catódicas (Fig. 4). El circuito galvánico queda establecido y mientras la situación no se altere, las áreas catódicas del objeto permanecerán intactas, recibiendo iones positivos, mientras que las áreas anódicas perderán tales iones positivos o son metal, consumiéndose paulatinamente.

Los componentes fundamentales de un sis-

tema galvánico son: el ánodo (o área anódica), el cátodo, el electrolito en el cual deben de estar sumergidos el ánodo y el cátodo, y un conductor metálico que conecte eléctricamente al ánodo y al cátodo. Dependiendo de las características cualitativas y cuantitativas de estos componentes, la actividad de un fenómeno de corrosión galvánica puede ser muy grande, dando lugar a daños fuertes y localizados en períodos de tiempo muy breves.

Se pueden fácilmente identificar los daños por corrosión galvánica porque tienen la característica de mostrar fuertes pérdidas de material en áreas localizadas y algunas veces muy reducidas de un objeto metálico, mientras que otras partes del mismo objeto se muestran totalmente libres de ataque (Cabe por lo tanto hacer notar que los daños a un objeto metálico, casi nunca son proporcionales a la cantidad de metal perdido. Puede una estructura perder su estabilidad, debido a pérdidas de metal muy pequeñas, comparadas con su masa total).

## MÉTODOS MODERNOS PARA COMBATE CONTRA LA CORROSIÓN

### RECURSOS DE DEFENSA CONTRA LA CORROSIÓN

#### 1. ALTERACION DEL MEDIO

Supresión de agentes presentes  
Inhibidores  
Diseño de los equipos o estructuras

#### 2. MATERIALES RESISTENTES

#### 3. AISLAMIENTO ENTRE EL OBJETO POR PROTEGER Y EL MEDIO

#### 4. PROTECCION CATODICA

#### 5. COMBINACION DE VARIOS DE LOS RECURSOS MENCIONADOS

Figura No. 5

Teniendo a la mano suficiente información científica sobre la naturaleza de la corrosión y conociendo los recursos actuales para combatirla, solo se requiere hacer un análisis racional de cada problema para conseguir la solución más económica en cada caso.

En un problema existente, se puede, mediante la observación cuidadosa y el análisis de los agentes que concurren, conocer y cuantificar la naturaleza de un ataque corrosivo. El mismo conocimiento se puede lograr, para una instalación futura, en las fases de proyecto, conociendo las características inherentes al medio y a los procesos involucrados en el equipo industrial por proteger.

Para plantear una solución es necesario entonces, establecer un programa como el que a continuación mencionamos, que subordine los recursos de defensa (Fig. 5 - Tabla).



## RECURSOS DE DEFENSA CONTRA LA CORROSION

1. ALTERACION DEL MEDIO.
  - 1.1 Supresión de agentes presentes.
  - 1.2 Inhibidores
  - 1.3 Diseño de los equipos o estructuras.
2. MATERIALES RESISTENTES.
3. AISLAMIENTO ENTRE EL OBJETO POR PROTEGER Y EL MEDIO.
4. PROTECCION CATODICA.
5. COMBINACION DE VARIOS DE LOS FACTORES ANTES MENCIONADOS.

1.—ALTERACION DEL MEDIO. Existen algunos casos de corrosión en los cuales es posible eliminar la acción de un agente corrosivo y lograr una solución muy económica sin requerir adaptaciones o modificaciones a los equipos.

La alteración del medio puede lograrse mediante la supresión de agentes presentes, la adición de inhibidores o la modificación en el diseño del equipo.

1.1 SUPRESION DE AGENTES PRESENTES.— Por ejemplo, en los casos de combustión de gases contaminados con sulfuro de hidrogeno existe el riesgo de corrosión en las partes frías del equipo en contacto con los gases producto de la combustión. La eliminación del sulfuro contaminado hará desaparecer el riesgo.

Existen otros casos de equipos que manejan gases, en los cuales una variación en alguna característica de un proceso (temperatura, presión, humedad...) podrá eliminar una acción o actividad corrosiva sin necesidad de modificar básicamente la composición química del gas ni las características del equipo.

En el manejo de líquidos se pueden presentar casos semejantes, susceptibles de soluciones similares.

1.2 INHIBIDORES.— El medio puede ser alterado algunas veces adicionando inhibidores que reduzcan o eliminen totalmente la acción corrosiva de determinados agentes.

Los avances de la química en este campo han sido muy fecundos, produciéndose actualmente una variedad muy grande de compuestos de eficacia absolutamente comprobada. Sólo se requiere en estos casos hacer la selección correcta del inhibidor indicado y determinar la dosificación adecuada.

1.3 DISEÑO — En el diseño de algunos equipos suele darse poca importancia a cuestiones secundarias de forma o aptitud, permitiendo la existencia de cavidades, juntas, rincones, etc. . . . que facilitan la acumulación de humedad y suciedad y dificultan la limpieza y aplicación de pinturas anticorrosivas.

Estos puntos representan lugares expuestos a corrosión que muchas veces son los que rigen los costos de mantenimiento o determinan la vida útil de un equipo. Esta situación es muy frecuente en construcciones donde se utilizan perfiles estructurales.

El criterio, al proyectar un nuevo equipo, cuando se tienen en mente los problemas de corrosión, puede evitar a tiempo daños muy costosos, que en su origen pueden ser eliminados sin alteración sensible en el costo.

2. MATERIALES RESISTENTES.— Sobre el particular no se requiere citar ejemplos. Sabemos que en la mayoría de los casos, cualquier material puede ser substituído por otro más resistente a la corrosión. Esta posibilidad está subordinada a factores económicos y a la condición de tolerar en algunas ocasiones el sacrificio de propiedades físicas coligadas como dureza, fatiga de trabajo, etc.

3. AISLAMIENTO ENTRE EL OBJETO POR PROTEGER Y EL MEDIO.— En esta clasificación entre la inmensa variedad de pinturas y recubrimientos tradicionalmente conocidos, a base de aceites secantes, alquitranes, bitúmenes, parafinas, resinas naturales y otros materiales orgánicos.

Otro tipo de barreras entre el objeto y el medio son los recubrimientos metálicos como el cincado, cromado, niquelado, etc.

El grupo más destacado de recubrimientos



es el de los productos introducidos por la química sintética moderna cuyos progresos cada día dan contribuciones más valiosas.

El procedimiento de combate de corrosión a base de pinturas y recubrimientos es el más conocido, empleado y experimentado.

Sin embargo, la selección correcta de un recubrimiento es una cuestión que requiere un especial cuidado.

Debe entenderse, por principio de cuentas, que **NO EXISTE UN RECUBRIMIENTO BUENO PARA TODO**. Un recubrimiento excelente para proteger contra cierto medio puede ser pésimo en otro medio.

Cuando se selecciona un recubrimiento, debe asegurarse que se está seleccionando el mejor recubrimiento para ese trabajo, sin dejar de tomar en consideración por supuesto los factores de costo.

#### SELECCION CORRECTA DE UN RECUBRIMIENTO (Fig. 6 - Tabla)

Para hacer una buena selección de un recubrimiento se debe de hacer por principio de cuentas, una identificación correcta del medio o agente corrosivo que actúa.

Con base en lo anterior, se pueden determinar las características deseables del material de recubrimiento.

Si varios materiales satisfacen los requerimientos establecidos, se deberán tener en consideración los factores que influyen sobre el costo.

El criterio técnico de criterio experimentado y con un laboratorio especializado, se reducen a un mínimo las posibilidades de falla.

#### 4. PROTECCION CATODICA

Como vimos al tratar sobre corrosión electroquímica, la mayor parte de los fenómenos de corrosión involucran un fenómeno electroquímico, mediante el cual se crean en las superficies metálicas en contacto con un electrolito, áreas anódicas que son las que se corren y áreas catódicas que se conservan intactas. (Fig. 4).

#### SELECCION DE UN RECUBRIMIENTO CLASIFICACION DE LOS AGENTES CORROSIVOS

INVERSION TOTAL	MEDIO ACUOSO	SALTS ACIDOS ALCALIS COMPUSTOS ORGANICOS
SALICADURAS		
CONDENSACIONES	GASES VAPORES ATMOSFERA	CONTAMINACION QUIMICA HUMEDAD
TEMPERATURA	AGENTES QUIMICOS ACEITES SOLVENTES AGENTES DECOLORANTES	
PRESION		

#### CARACTERISTICAS DESEABLES

ADHESION	ELASTICIDAD
RESISTENCIA QUIMICA	RESISTENCIA DIELECTRICA
IMPERMEABILIDAD	CONDUCTIVIDAD TERMICA
DUREZA	TEROSURA
RESISTENCIA A LA ABRACION	BALDO

#### CONSIDERACIONES ECONOMICAS

- COSTO UNITARIO
- RENDIMIENTO (Poder Cubrir)
- FACILIDADES DE APLICACION
- REQUERIMIENTOS DE PREPARACION DE SUPERFICIE

Figura No 6

La protección catódica es un procedimiento mediante el cual, se alteran con dispositivos externos, las características eléctricas de la estructura que se pretende proteger. Esta alteración consiste en impartir a la estructura potenciales eléctricos tan negativos que impiden

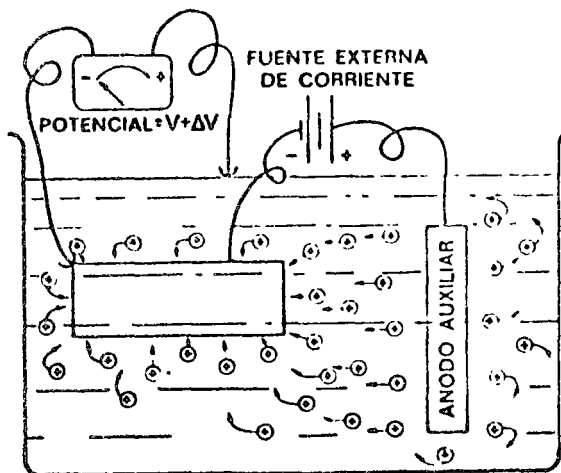


Figura No. 7



el desprendimiento de cargas eléctricas positivas o iones positivos. Cuando esto se logra, las áreas que antes eran anódicas invierten la corriente iónica, recibiendo entonces iones positivos del electrolito convirtiéndose toda la estructura en un cátodo, quedando así garantizado que no perderá dicha estructura ni una molécula más de metal. (Fig. 7).

La aplicación de los sistemas de protección catódica está supeditada a ciertas características de la estructura por proteger y del medio que la rodea.

En primer lugar, es necesaria una continuidad eléctrica en la estructura, no se pueden proteger estructuras seccionales en elementos aislados eléctricamente o conectados deficientemente, en tales casos se requiere primero, y siempre que sea posible, ligar eléctricamente todos los elementos. Es igualmente importante la presencia y continuidad eléctrica del electrolito; no se puede proteger catódicamente una estructura salpicada por un electrolito, se requiere indispensablemente inmersión completa, o al menos, sólo las partes totalmente sumergidas pueden ser protegidas catódicamente. A este respecto, el suelo es generalmente un magnífico electrolito por la humedad que contiene a partir de cierta profundidad (60 u 80 cm.) considerándose para el caso, las estructuras enterradas, como si fueran sumergidas y por lo tanto susceptibles de protección catódica.

Otro elemento indispensable para un sistema de protección catódica es, obviamente, la disponibilidad de corriente eléctrica directa a costo razonable.

En cualquier forma, el diseño de un sistema de protección catódica es objeto de un estudio más o menos cuidadoso para cuantificar correctamente las características eléctricas de potenciales de protección y densidades de corriente por unidad de superficie requeridas para brindar la protección deseada contra corrosión a bajo costo y aún para prevenir daños resultantes a los recubrimientos de la estructura o daños a estructuras próximas no protegidas. Al

ser instalado e iniciada la operación de un sistema de protección catódica se requieren también ciertas verificaciones y ajustes

## 5. COMBINACION DE VARIOS DE LOS RECURSOS MENCIONADOS

Muy frecuentemente el estudio por parte de un especialista a un problema de corrosión, da como resultado la selección de una combinación de algunos de los recursos mencionados anteriormente. Esto no puede ser considerado como un método en sí, sólo se menciona para enfatizar que el conocimiento y familiarización con los problemas de corrosión y los recursos de combate, permite considerar los aspectos más complejos en cada caso, dando lugar a soluciones más adecuadas y a costos, tanto iniciales como de operación y mantenimiento, más bajos.

Actuar con una tendencia injustificada o sin criterio suficiente, hacia el empleo de determinado recurso, puede dar, en el mejor de los casos, resultados satisfactorios a medias, pero difícilmente la solución más económica y durable.

A continuación se mencionan en forma breve algunos casos en los que se experimentaron beneficios económicos jamás sospechados antes de planear y poner en ejecución un programa de combate racional contra la corrosión.

En cierta ocasión se construyó una tubería submarina de unos cuantos kilómetros de longitud para conducción de gas natural. Esta tubería se encuentra localizada en la desembocadura de una laguna, en el Golfo de México; por fenómenos de mareas y corrientes, la salinidad del agua a lo largo del desarrollo de la tubería es variable. Esto provoca diferencias muy fuertes del potencial del tubo con respecto al medio y dió lugar a la formación de pilas de corrosión muy activas. El problema llegó a ser de tal intensidad que 18 meses después de instalada la tubería, era prácticamente inoperante debido a la frecuencia de las fugas registradas.



Fig. No 9

SIN PROTECCION CATODICA

ANTIGUEDAD DE LA TUBERIA — 1948  
 VIDA POTABLE. — 9 AÑOS  
 No. DE FUGAS EN EL ULTIMO AÑO DE SERVICIO (PROBABLE) — 900  
 COSTO/AÑO — \$ 1,700,000.00

INSTALACION DEL SISTEMA DEFINITIVO DE PROTECCION CATODICA

INSTALACIONES EXPERIMENTALES Y DE EMERGENCIA PARA PROTECCION CATODICA EN ALGUNAS AREAS CORROSIVAS

CON PROTECCION CATODICA

VIDA MINIMA (A PARTIR DE LA FECHA DE INSTALACION DEL SISTEMA DE PROTECCION CATODICA) — 10 AÑOS  
 COSTO/AÑO — \$ 42,000.00  
 FUGAS/AÑO — 0  
 EL SISTEMA DE PROTECCION CATODICA ES RENOVABLE

MEXICO, D. F. SEPT 1961  
 ING. DAVID GILLING C.

100

100

10

10

1954

1955

1956

1957

1958

1959

1960

1961

1962

1963

A

B

D

Se estudió el problema y se determinó sacar totalmente la tubería para su reparación, aplicar un buen recubrimiento y protegerla catódicamente. Varios tramos de tubería fueron substituidos por tubería nueva. Cuando el tramo submarino fué restituído se aplicó un sistema de protección catódica a base de ánodos de magnesio impartiendo potenciales de protección ligeramente excedidos. Hace seis años que la tubería está en servicio y no se ha registrado una sola fuga por corrosión.

El costo original de la tubería fué de: .....	\$ 1 075 000.00
Costo aproximado de la reparación 18 meses después de su instalación .....	250 000.00
Costos de mantenimiento los primeros 18 meses (20 fugas a \$3,500.00 c/u.) .....	70 000.00
Costo de mantenimiento en los 8 años siguientes a su reacondicionamiento (incluyendo amortización del sistema de protección catódica ..... \$ 17,000.00/año.) .....	102 000.00

**MANTENIMIENTO:**

Costo por año sin protección 320 000 = .....	213 333.00
1.5	
Costo por año después de reacondicionamiento y protección: .....	17 000.00

No se han considerado las pérdidas por concepto de suspensiones al servicio, fugas de gas, etc., y los riesgos al realizar las reparaciones.

En otro caso un gasoducto de 47 Km. de longitud empezó a manifestar daños por corrosión del suelo 6 años después de haber sido puesto en servicio. A partir de ese entonces la frecuencia de las fugas por corrosión fué aumentando siguiendo una ley logarítmica la cantidad acumulada de fugas, graficada contra tiempo (Fig. 8). Observando la pendiente de

la recta que representa el fenómeno se comprueba que año y medio después del punto "B" en la gráfica, en el cual nos encontramos, se llegarían a totalizar 1,000 fugas aproximadamente (Esta especulación tiene bases científicas).

Se estudió el problema y se empezó a ensayar un sistema de protección catódica de emergencia consiguiendo abatir la pendiente de la línea de frecuencia de fugas. Posteriormente se instaló un sistema definitivo de protección catódica suspendiéndose definitivamente las fugas.

El costo estimado de la tubería es de: .....	\$ 15 500 000.00
--	------------------

Se consideraba como inevitable substituir la tubería 9 años después de su instalación. Registrándose sólo por este concepto un costo anual de: .....

\$ 1 700 000.00
-----------------

La instalación del sistema de protección catódica supone una duración mínima de 10 años, a partir de la fecha de su instalación y su costo fué de: .....

\$ 418 878.00
---------------

Lo cual significa un costo anual de: .....

\$ 43 848.00
--------------

**UNA OBSERVACION IMPORTANTE:**

En cualquier proceso industrial, los costos de operación están directamente alterados por los costos de mantenimiento y sobre todo por los tiempos perdidos que las operacines de mantenimiento suelen significar. Cuesta muy poco y rinde enormes beneficios considerar oportunamente los problemas de corrosión y planear racionalmente su solución, el mejor tiempo para este planeamiento es cuando la operación industrial se encuentra en la fase de proyecto.







# The Fundamentals of Galvanic Corrosion

By

**A. B. LAUDERBAUGH**

Chief Gas Engineer  
The Manufacturers Light and Heat Co.  
Pittsburgh, Pa.

# The Fundamentals of Galvanic Corrosion

Showing how corrosion works and how it may be prevented  
—a primer on this increasingly important problem

By A. B. LAUDERDAUGH

Chief Gas Engineer

The Manufacturers Light and Heat Co., Pittsburgh, Pa.

THE subject for discussion in this paper is not a new and recent development. In fact, the statement of the principle of the electric cell constructed of dissimilar metals in a salt solution is older than the Dominion government. Five years before the British Parliament passed the Constitutional Act creating upper and lower Canada, an Italian physiologist, Luigi Galvani, reported on his experiments with metallic arcs of dissimilar metals in an electrical circuit.

Galvani was a recognized authority on comparative anatomy, much of his study being devoted to the muscle structure of the frog. During the course of work in his laboratory, he noticed that suspending the frogs on an iron rack by copper hooks caused twitching of the muscles of their legs. He suspected that this twitching was due

*Paper delivered before the 43rd Annual Meeting, Canadian Gas Association, Murray Bay, P.Q., Canada, June 17-23, 1950*

to some electrical phenomenon, and that the two metals, iron and copper, had some direct connection. In his report, Galvani presumed that it was a combination of internal and external electricity.

Another famous Italian, Volta, disagreed with Galvani about the origin of this electricity. As one of the foremost physicists of the period, Volta was already well known for his many experiments with electricity. He was able to demonstrate that this flow of electricity was because of the dissimilarity of the metals touching the muscles of the frogs.

The phenomenon has been named in honor of Galvani, the first person to notice it. However, it was from Volta that we received the first explanation of the variables effecting the origin and magnitude of these electric currents.

What follows here will be, for the most part, illustrations from

common, everyday applications in the gas industry, of the principle of the electric cell discovered by Luigi Galvani, and developed and explained by Volta. To those who are corrosion engineers, these illustrations may be a new variation of an old theme. But to those who are responsible for the management and operation of the various properties of the gas industry, and it is toward this group that this discussion is particularly pointed, this is a primer of corrosion. It is intended to explain the why and wherefore of the end results of the corrosion.

Did you know that every time you used a flash light, you were making practical application of a galvanic cell? (Fig. 1) There is probably no more common example of the principle of this cell than the ordinary flash light battery.

Its behavior is analogous to the galvanic cells found along a pipe

## BATTERY ACTION (GALVANIC CELL)

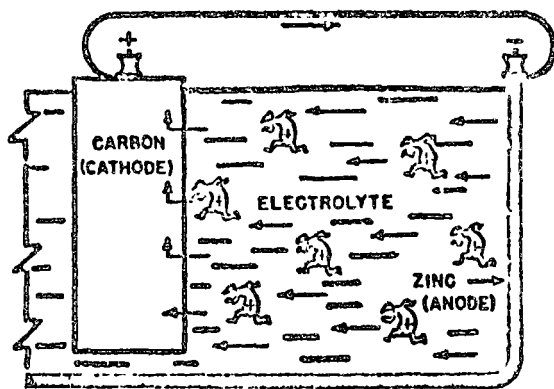


Figure 1

## HYDROGEN ION

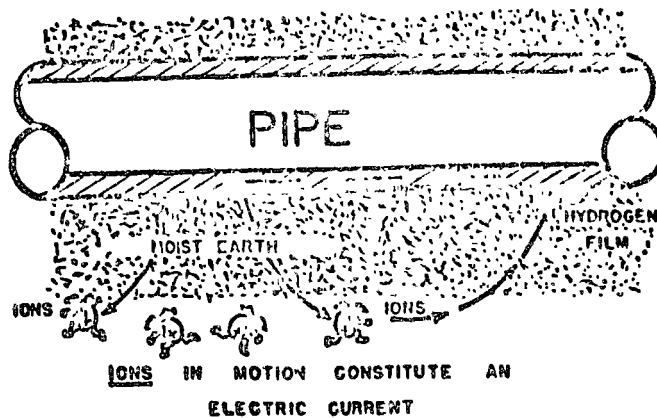


Figure 2

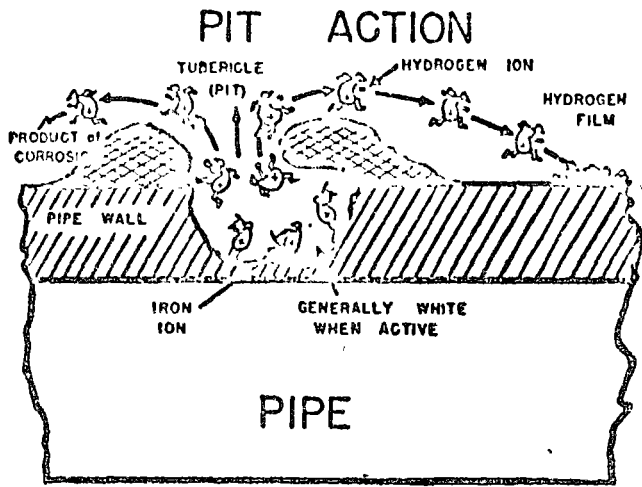


Figure 3

### CORROSION CAUSED by DISSIMILAR METALS

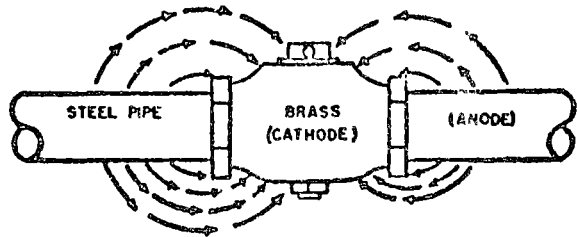


Figure 4

line. The electricity that lights the filament is a result of placing two dissimilar metals, carbon and zinc, in an electrolyte, and connecting them externally with a wire. In producing the current, zinc, the anode, is corroded. I am sure all of you have had the experience of having the outer shell of a dry battery break through in a pit hole after continued use. In a like manner, the wall of a buried pipe line may corrode through in a pit hole when the pipe, or a portion of it, is the anode of a galvanic cell.

Let us presume for the moment, that there is a galvanic cell at some point on a pipe line, and see what the corresponding parts of the cell are. (Fig. 2) The moist earth becomes the electrolyte. Two areas on the surface of the pipe are the two

### DISSIMILAR METAL CORROSION

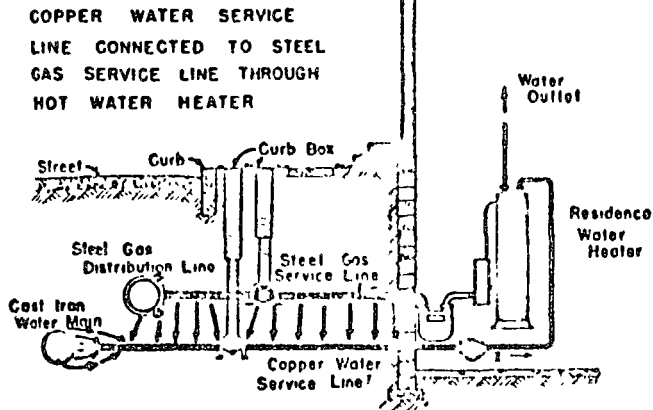


Figure 5

### DISSIMILAR METAL CORROSION

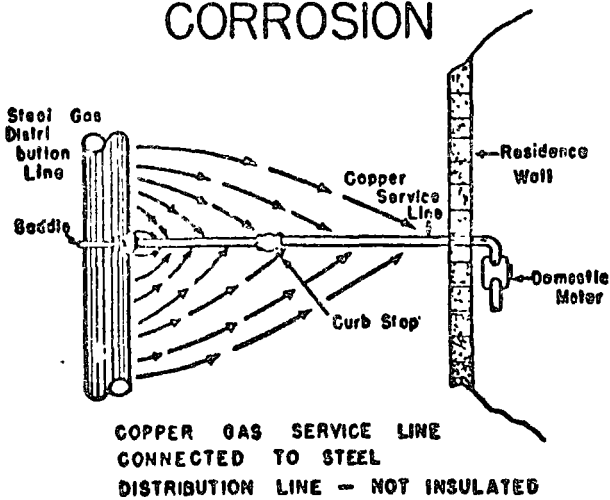


Figure 6

### DISSIMILAR METAL CORROSION

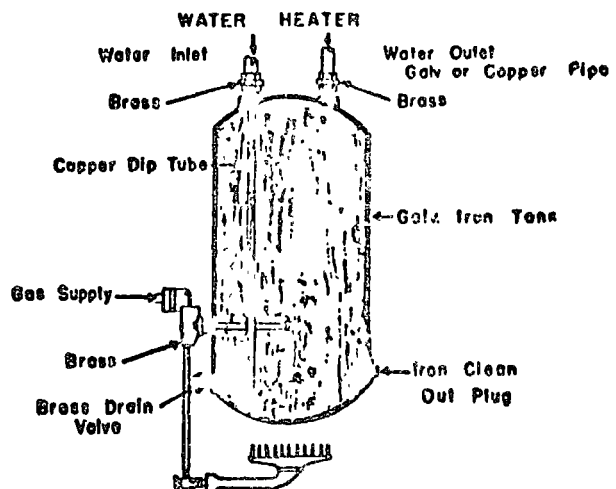


Figure 7

## CORROSION DUE TO DISSIMILAR METAL

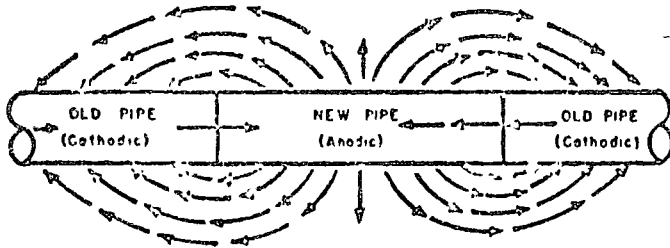


Figure 8

electrodes, and the pipe wall becomes the wire that completes the circuit. Where the current leaves the pipe, the anode area, the pipe will be corroded. Where it returns to the pipe, the cathode area, a thin film of hydrogen will be deposited on the surface of the pipe.

This film of hydrogen, if it remains on the surface of the cathode, acts as an insulator and tends to stop the flow of the galvanic current. The same film of hydrogen forms on the carbon electrode of the dry battery. For the battery manufacturer, getting rid of this film of hydrogen has been a difficult problem. Because battery manufacturers have done an excellent job in solving the flash light battery polarization problem, it is now possible to use a flash light continuously for a number of hours without having it grow dimmer and dimmer, till it is little more than a "glow worm."

A "close-up" of the anode (Fig. 3) will show us in more detail what

is happening to the pipe metal. With the cell in operation, the flowing particle of iron, called an iron ion, leaves the pipe wall and goes into solution in the soil water. It is exchanged at once for a hydrogen ion, leaving the iron behind as a rusty tubercle around the pit area. Sometimes this barnacle-like scab will "seal off" the pit to the extent that the ions (electric current) cannot get through, and the cell becomes inactive so long as the tubercle is not disturbed.

Galvani's original cell was the result of using dissimilar metals, so let's look for some of these dissimilarities in our gas piping system. (Fig. 4) Probably the first to come to your mind will be a brass core or an all brass stop in a steel service line. In this cell the brass will be the cathode, and the pipe, the anode. Current will flow from the service line through the soil to the brass stop or core, returning through the metal to the anode area. Where current leaves the pipe

## CORROSION CAUSED BY DISSIMILAR SOILS

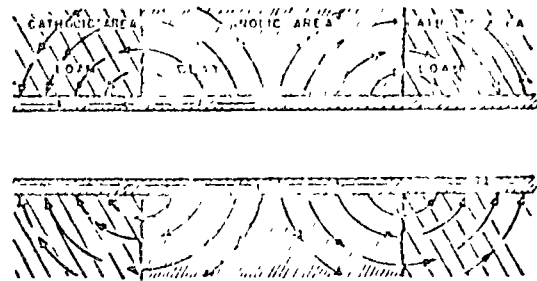


Figure 9

it will carry metal with it. It is fortunate in this case that the area of the brass core or stop is small with respect to the steel pipe surface. The current requirements of the small area cathode will be supplied from a relatively large area anode, and the corrosion should not be severe.

There are times when the ratio of areas is not so favorable. For example, is the water company in your city now using copper service lines? If they are, you may soon have to replace gas service lines in areas that you have not previously considered as corrosive. (Fig. 5)

The two service lines are probably only a short distance apart all the way from the street to the house. They are tied together at the customer's water heater, completing the electrical circuit necessary to form the galvanic cell. Current will flow from the gas service line, taking metal with it as it leaves the pipe, go through the soil, and onto the copper service line,

## CORROSION CAUSED BY MIXTURE of DIFFERENT SOIL

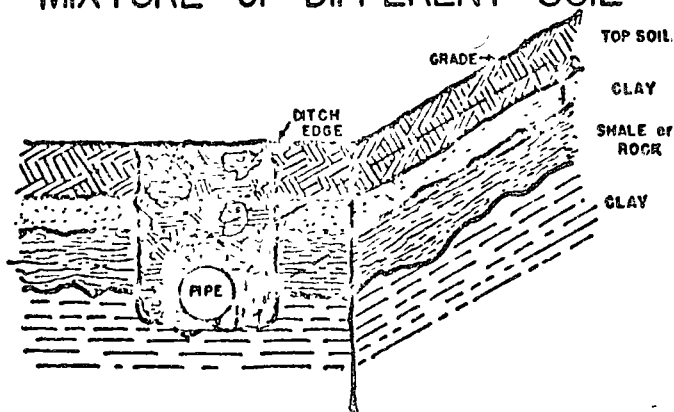


Figure 10

## CORROSION CAUSED BY DIFFERENTIAL AERATION OF SOIL

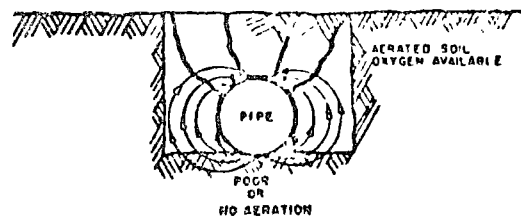


Figure 11

## CREEK CORROSION

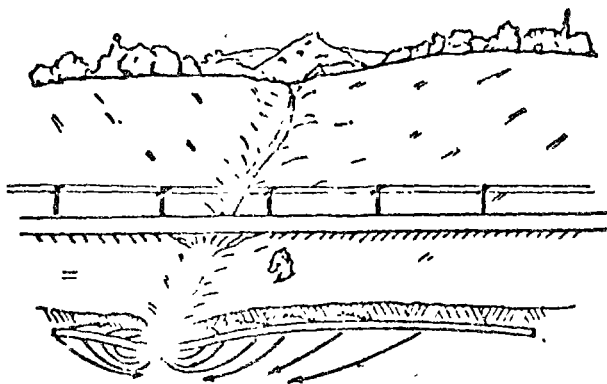


Figure 12

## WELL CORROSION

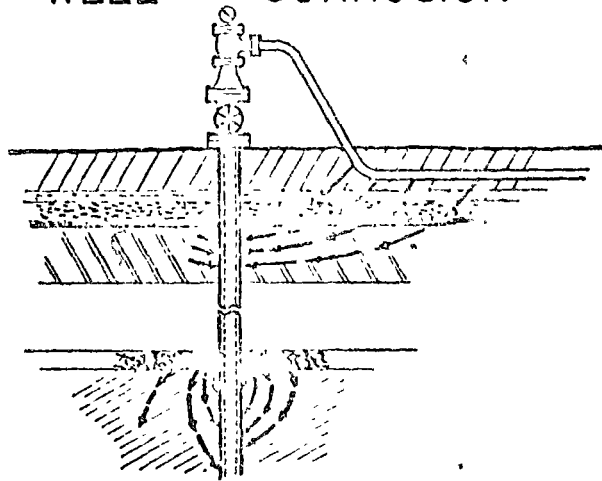


Figure 13

providing protection for the water line by corroding the gas line. In this instance, the ratio of anode and cathode areas is about unity, and the corrosion can be expected to be moderate. A suitable insulating connection at the gas meter, inside the house, would break the return electric path and prevent the formation of this galvanic cell.

The same sort of galvanic cell (Fig. 6) is created when a copper gas service line is used between a steel distribution line and the customer's meter inside the house. In this instance, the copper gas service line will be the cathode area, and will be protected from corrosion at the expense of an anode area extending along both sides of the connection to the steel distribution main. It becomes obvious that the electrical return path of this galvanic cell can be broken by installing an insulating connection be-

tween the copper service and the steel distribution line. Insulation from other underground structures will be assured if an additional insulating connection is installed inside the house at the inlet to the gas meter.

Dissimilar metal galvanic cells are often found in other departments of the gas company's operations. (Fig. 7) Consider, for instance, the dissimilarity of metals that may be found in a galvanized iron hot water tank. The inside of the tank will be coated with zinc, but where threads were cut for the inlet and outlet water connections the zinc coating has been penetrated so that iron is exposed. The inlet water line may have a copper dip tube. The thermostat is probably brass. The clean out hole is filled with a cast iron or steel plug.

Have you ever wondered why when you renewed a short section

of line, the new piece of pipe seemed to corrode even faster than the original? (Fig. 8) One of the more prevalent and least considered galvanic cells due to dissimilarity of metals is created by installing a piece of new pipe in an old line. The new steel pipe will always be the anode of a galvanic cell, created by mechanically connecting the old and new lines. Here the ratio of anode to cathode area may be completely reversed from that produced by having a brass stop in a steel line. If a very short piece of new pipe is installed, the corrosion may be accelerated, because the small anode will be required to supply current to satisfy the much larger cathode area of the old pipe. Of course, it is not the metal in the pipe wall, but rather the surface metal, rusty steel, that provides the dissimilarity of metals producing this galvanic cell.

## CORROSION CAUSED BY DISSIMILARITY OF SURFACE CONDITIONS

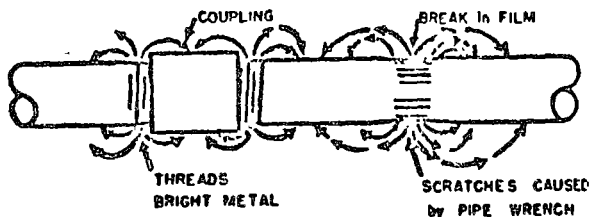


Figure 14

## STRAY CURRENT STREET RAILWAYS

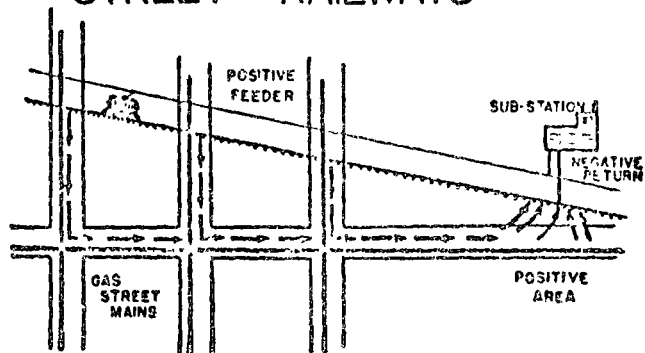


Figure 15

## CATHODIC PROTECTION RECTIFIER

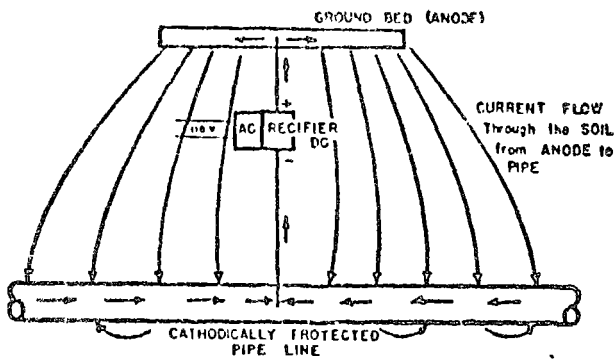


Figure 16-

Have you ever laid a new line alongside an old line, and connected the two with cross-overs or headers? If you have, then you have created a galvanic cell that can be very damaging to the new line. Except for the ratio of surface areas, it is exactly the same sort of cell as that produced by installing new pipe in an old line. I have recently heard gas men complaining that steel pipe manufactured about 5 years ago was not as good as pipe purchased 20 years ago. As proof, they cited the fact that a line four years old was developing pit hole leaks, more leaks, in fact, than the old line had ever had. Yet the new line had been laid in the same right-of-way, through the same soil, and parallel to the old line installed about 15 years before. What actually happened was the creation of a continuous galvanic cell extending along the parallel lines with the new line as the anode. Installing insulating flanges on the cross-over connections between these two lines has broken the external electric path and stopped the formation of pit holes.

Although they are not included among these diagrams, the same sort of metallic dissimilarities may occur between an imbedded piece of black oxide and the rest of the surface of a piece of steel pipe; or it may be between the possibly different metallic surfaces of such things as followers, bolts, center rings, or couplings. In each case, it is the anode, the surface from which current is passing into the ground, which will corrode. If the anode area is small with respect to

the cathode area, the corrosion can be severe.

So far, we have spoken only of the galvanic cells produced by dissimilarity of metals. The physicist, Volta, demonstrated that many other dissimilarities, among them, dissimilarity of electrolyte, would result in a flow of electricity. This difference in electrolyte we find in our business as dissimilarity of soils. (Fig. 9)

### DISSIMILARITY OF SOILS

In the Appalachian area, clay soils are, almost without exception, anodic to other soils. That is to say, that portion of the pipe in contact with clay will form the anode of a galvanic cell and will corrode. This diagram represents the idealized condition. In normal pipe line operation, it may be found where the line crosses a small swampy area, the anode, while the line on either side passes through loam or perhaps shale.

In practice, the galvanic cells caused by dissimilarity of soil are more apt to be the result of mixing the dirt from the spoil bank formed when the ditch was dug. (Fig. 10) Large clods of dirt, originally from various depths in the ditch, may rest directly against the pipe after the dirt is backfilled. Such a condition is particularly apt to occur when the ditch is dug by hand. Where clods of clay touch the pipe, the tendency is for that area to become the anode of a galvanic cell, and remember, it's the anode that corrodes. Machine ditching usually results in a thoroughly mixed spoil bank producing a great number of small cells

## CATHODIC INTERFERENCE

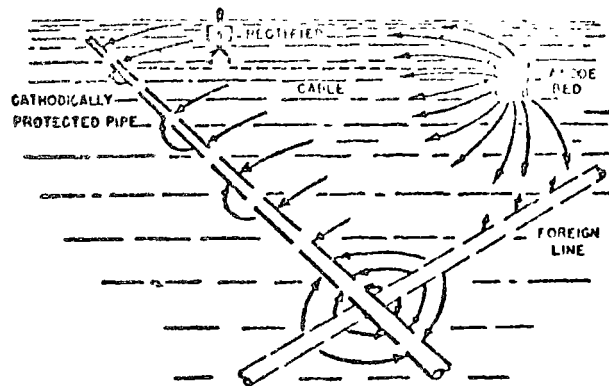


Figure 17

having a tendency to neutralize each other, resulting in a slow corrosion rate.

Have you ever had to replace a section of pipe because a strip on the bottom about two inches wide looked more like a sieve than part of a pipe line? (Fig. 11) Great dissimilarity, and therefore one of the most dangerous conditions is likely to occur when a narrow strip on the bottom of the pipe rests on heavy, moist, undisturbed ground at the bottom of the ditch, while the rest of the circumference is in contact with the drier backfill. Cells having their anode and cathode areas around the circumference of the pipe are often spoken of as "short path cells," and can produce very rapid pitting. Once again, the ratio of anode and cathode areas is unfavorable. The small area anode, two or three inches wide, is supplying all of the cathode current requirements for the rest of the pipe circumference. This is one of the conditions that can produce rapid and severe pitting along that narrow strip on the bottom of the pipe.

Another variation of this type of cell (Fig. 12) is found where the pipe line crosses small streams or drainage ditches. The soil around the pipe through the creek will be wet and heavy, while that on the banks on either side of the ditch will be dry and well aerated. Sometimes the wet ditch may be the cathode of this galvanic cell, and since it is small in area with respect to the rest of the pipe line, the corrosion should not be severe.

Nor are production properties exempt from the possibility of hav-

ing galvanic cells. (Fig. 13) Differences in soil between the well line, where it dips into the ground near the well, and the casing of the well, a few feet below the surface, may easily produce the necessary combination to form a galvanic cell. In the diagram, the well line is indicated as the anode and likely to corrode. There are perhaps just as many cases where the well line will be the cathode, and some point along the casing, the anode. In the same manner, differences in soil exist at various levels throughout the depth of the well, and can be the factors providing the necessary dissimilarity for active galvanic cells.

How many times have you had to repair or replace a section of screw coupled line (Fig. 14), because it had developed bad pit holes, either right alongside of a fitting, or just a few inches out from the fitting? The chances are, that the pit hole was the anode of a galvanic cell created by a dissimilarity of surface conditions. The scratches made by using a pipe wrench, or the bright surface of the shallow threads adjacent to a fitting, will be anodic to the rest of the pipe. Because their relative area is small, such anodes are often extremely active.

During the last 10 years, distribution operating men have expressed concern over the fact that certain sections of their systems that had never shown any signs of corrosion in 30 or more years, have now suddenly developed a multitude of leaks. Because these leaks have been the result of galvanic corrosion, produced by the typical dissimilarities we have been considering, they are of interest in this discussion. The important fact com-

mon to all of these locations (Fig. 15) is that in each case, the electric street railway serving the area had been abandoned within the last 10 years.

Most street railways operate with a single wire trolley, using the rails as the current return path to the electric substation. Gas companies have long recognized that in certain areas near the substations, they could expect to have trouble with corrosion, unless the proper precautions were taken to drain the so-called "stray current" off the gas line.

These "hot spots" were "positive areas," that is to say, the current was leaving the pipe line to take the path of least resistance back to the generator in the sub-station.

#### "NEGATIVE AREAS"

Sometimes, we complained because we didn't think the street railways company was properly cooperative about installing drainage ties, track bonds, etc., to reduce the amount of their current drained over our pipe system. Nobody paid much attention to the large "negative areas." They were usually dismissed with a shrug. We recognized that this was the area in which current was flowing onto the pipe line. But since most of the steel pipe was screw coupled, it didn't make very much difference.

There are literally many thousands of galvanic cells of all types along the lines in these negative areas. They were kept inoperative by the flow of current onto the pipe line. As soon as the street railway stopped operating, these latent galvanic cells started operating.

Within a few months or years, the lines developed leaks, the length of time required depending upon the activity of the cells in these new areas of corrosion. The pipe lines are still probably not corroding quite as fast as they would have if the electric railway had not been operating. Some of the dissimilarities originally present when the lines were constructed (for example, wrench or tool scratches) no longer exist, so the total number of possible active cells is less now than it was when the line was new.

If current flowing onto a pipe line from the tracks of an electric street railway can keep all these galvanic cells from corroding the pipe, then there should be some way of producing the same result without having to run a railway system. (Fig. 16)

The railway bought alternating current and changed it to direct current with a rotary converter at the substation. We can buy alternating current at various places along our pipe system, and convert it to direct current with a rectifier. For us, the ground bed takes the place of the rails of the trolley system, and current flows from the ground bed onto the pipe line. It can then be drained off the line by attaching a wire to the pipe and connecting it to the rectifier, just as we used to attach drainage wires in the positive area at the substation to lead the current back to the converter.

Although this method of protection is simple in principle, its application can become complicated, particularly if there are other underground structures in the same

### CATHODIC PROTECTION MAGNESIUM ANODE

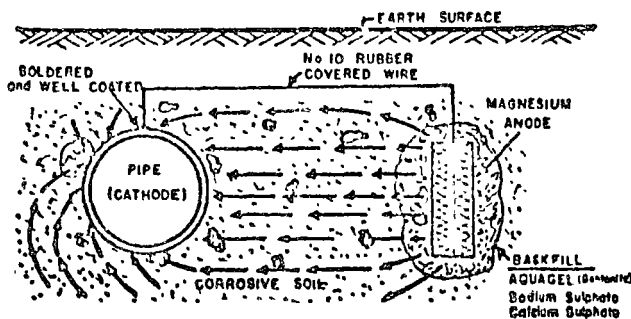


Figure 18

### USE ANODE to PROTECT NEW and OLD PIPE

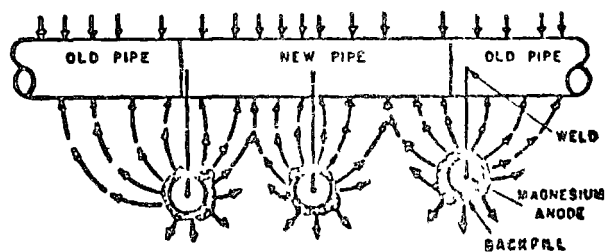


Figure 19

area. (Fig. 17) Suppose, for example, there is a high pressure line going through that portion of a distribution system which it is desired to protect. This high pressure line will also pick up current from the ground and carry it along to some place where the line crosses over, or goes near, the distribution pipe. Then, because the current has to get back to the power source, it will jump from the high pressure line through the ground to the distribution line.

This short section of the high pressure line becomes an anode. Every ampere of current leaving the pipe is going to carry pipe metal with it, 20 lb. per ampere per year, and a leak on the high pressure line can be guaranteed. In practice, the use of impressed current to protect a network of lines becomes so complicated that its application should only be undertaken by the experienced electrolysis and corrosion engineer.

We have seen that a copper service line will be protected by reason of its being the cathode of a dissimilar metal galvanic cell. It follows quite logically, that if it were possible to make all of the area along a pipe line the cathode of a strong galvanic cell by using an expendable dissimilar metal, it would be possible to suppress the natural anode areas along the pipe, and thus keep them from developing pit holes.

There are three readily available metals, aluminum, zinc, and magnesium, each of which will form reasonably strong galvanic cells when combined with iron. (Fig. 18) Any one of the three can be used to construct this galvanic cell. Magnesium forms the strongest cell of the three, and is therefore most often used.

This expendable anode galvanic cell is similar to the flash light battery mentioned earlier. The magnesium ingot is the expendable anode, the outer case of the battery; the soil is the electrolyte; the pipe surface, the center cathode; and an insulated wire, with one end soldered to the pipe and the other end to the magnesium, completes the electrical circuit. Current will flow from the magnesium to the ground, taking metal ions of

magnesium with it. It then flows through the ground onto the pipe, counteracting the natural galvanic cells caused by any of the dissimilarities we have been discussing.

The practical application is just as simple. (Fig. 19) Any time it becomes necessary to replace a short piece of line, 2 or 3 anodes, (or 1 anode for each 20 ft. joint) can be installed at the same time in the same ditch with the pipe. Once the field crews have been shown how to make the installations, they can continue by themselves. There is no need for an elaborate survey, and no corrosion engineer has to be on hand for each individual job.

The science of galvanic electricity has expanded greatly since the day Galvani first noticed the twitching of the frogs' legs. We now know that not only will copper and iron produce galvanic currents, but also that almost any dissimilarity will produce these currents. In the gas business, we find that these currents are produced by dissimilar metals, such as copper and steel, or new steel and rusty steel; by dissimilar soils, such as top soil, clay, loam, and shale; by dissimilar surface finish or condition, such as the scratches made by using a pipe wrench; by dissimilar soil moisture conditions in otherwise uniform soil; by dissimilar aeration of soil, that is, loose backfill and undisturbed soil on the bottom of the ditch, to name just a few of the more important dissimilarities. Some of these galvanic cells can be avoided by proper design before construction. Others are unavoidable, or have already been built in, but can be counteracted by one of several treatments, such as using impressed current, by installing expendable anodes, or by using pipe coatings having an electrical insulating value.

Your friend and coworker, the corrosion engineer, may seem to live in a fog of such things as hydrogen ion concentration, nonpolarizing electrodes, voltage to remote earth, and other similar jargon. But he uses them quite naturally as part of the terminology of his profession, just as the nuclear scientist uses such terms as "energy level," "orbital electrons," or "K, L and M shells." When you don't un-

derstand your corrosion engineer's "long-haired" discourse, ask him to explain the corrosion problem by comparing it to the operation of a flash light battery.



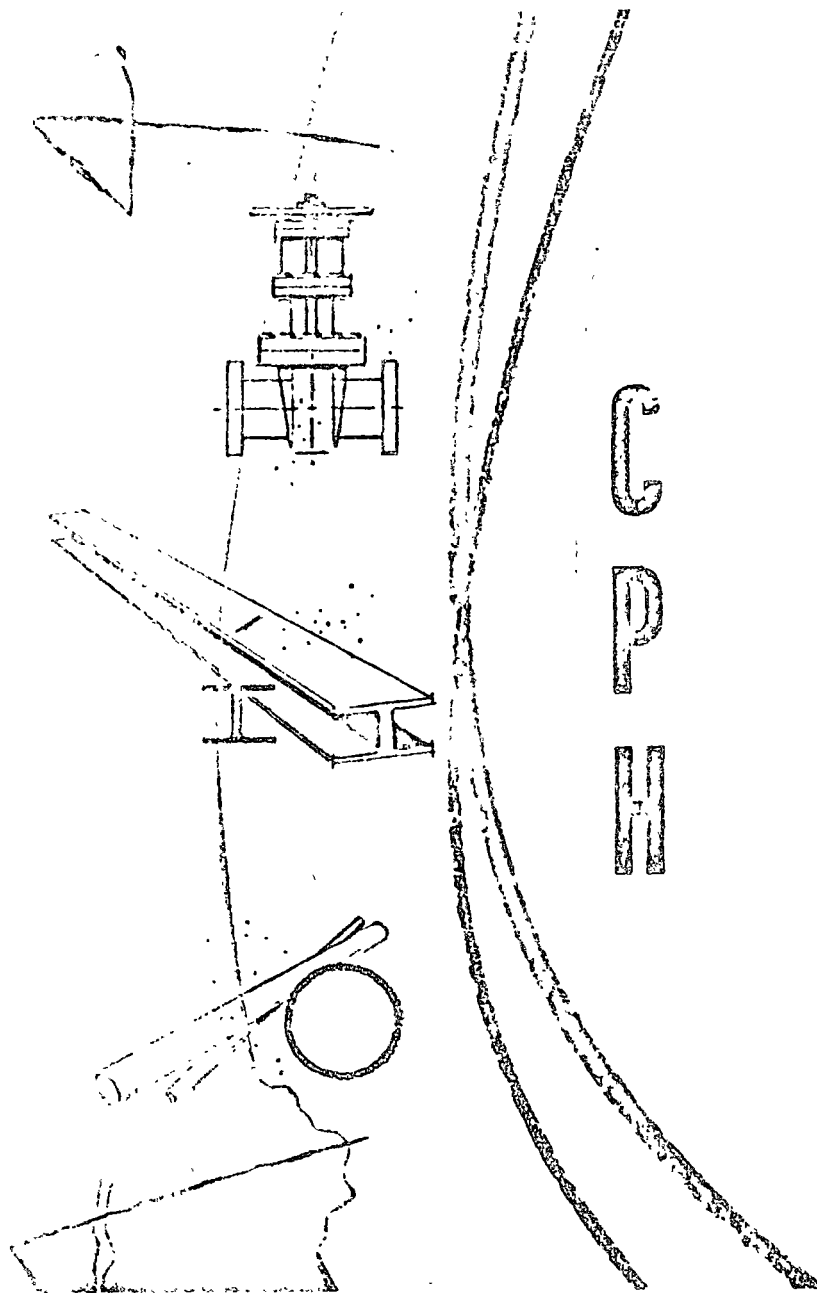
# Cathodic Protection Handbook

BY O. OSBORN, C. F. SCHRIEBER  
W. B. BROOKS, R. C. JORGENSEN  
AND B. DOUGLAS

Reprinted from *Petroleum Refiner*, June, 1957

---

Compliments of  
**THE DOW CHEMICAL COMPANY**  
*Magnesium Department*  
**MIDLAND, MICHIGAN**



# C P H

## Here's What You'll Find Inside

### **FUNDAMENTALS of Cathodic Protection**

#### **FIELD MEASUREMENTS**

- Fundamental Field Measurements
- Measuring Techniques
- Currents
- Potentials
- Interpretation of Measurements
- Anode Current
- Structural Potential

#### **CONDENSERS AND HEAT EXCHANGERS**

- Heat Exchangers
- Galvanic Protection
- Galvanic Corrosion Design Factors
- Galvanic Protection Design Factors
- Designing and Installation

### **PROTECTION OF MARINE EQUIPMENT**

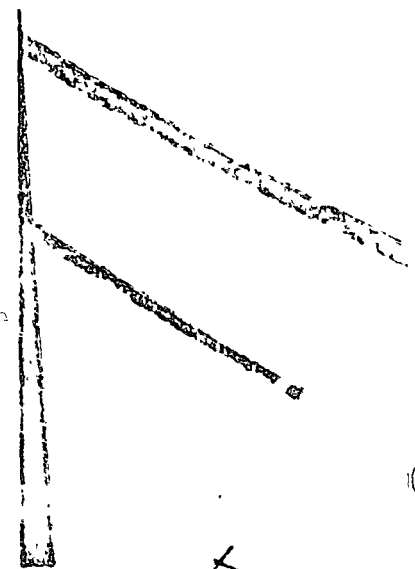
- Internal Protection of Sea Water Pipe Lines
- Design
- Installation Methods
- Ships, Boats and Barges
- Installation Considerations for Application of Cathodic Protection to Marine Craft Tanks
- Sheet Piling

### **UNDERGROUND PIPE LINES**

- Installation Procedure

### **CATHODIC PROTECTION COSTS**

- Total Costs
- Cost Per Unit Surface



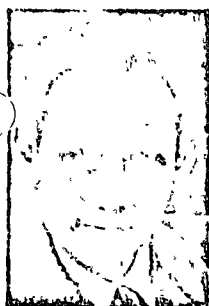
# Cathodic Protection

**Oliver Osborn, C. F. Schrieber,  
W. B. Brooks, R. C. Jorgensen and  
Burke Douglas**  
The Dow Chemical Company, Freeport, Texas

## About the Authors

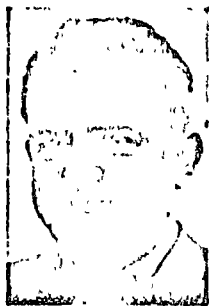
**OLIVER OSBORN** is director of the Electrochemical Engineering department for The Dow Chemical Co., Freeport, Texas. He received his B.S. degree in chemical engineering from Texas A & M College. For the past 15 years he has done corrosion and electrochemical research.

**C. F. SCHRIEBER** is a project leader in the Applications section for The Dow Chemical Co., Freeport. He received his B.S. degree from Texas A & M College.



Osborn

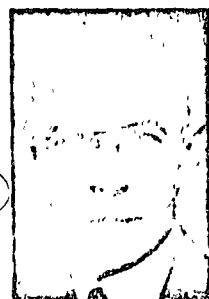
**W. B. BROOKS** is senior metallurgist for Dow at Freeport. He studied at the Colorado School of Mines and has been doing metallurgy work since 1933.



Brooks

**R. C. JORGENSEN** is research and development engineer for Dow at Freeport. He received his B.S. degree in electrical engineering from Texas A & M College.

**BURKE DOUGLAS** is a group leader in Technical Sales & Development for Dow at Midland, Mich. He graduated from the University of Colorado in 1949 with a B.S. degree.



Schrieber



Jorgensen



Douglas

AS A RESULT of intense interest in the use of magnesium anodes for protection against corrosion in the Texas Division of The Dow Chemical Company, a handbook on this subject was prepared for use by company personnel. A condensed form of this handbook is now presented to readers of the PETROLEUM REFINER as a possible aid in better understanding cathodic protection and in applying it to plant corrosion problems.

It is to be pointed out that the practices and procedures outlined in the handbook were obtained from field experience. They have been found to be workable but do not necessarily represent the best way to do a job under all conditions. Every corrosion engineer always has his own pet short cuts to improve the efficiency of his work.

## FUNDAMENTALS OF CATHODIC PROTECTION

In nature, energy tends to "run down hill". A metal possesses chemical energy and seeks a low level by releasing it through chemical action, i.e., corrosion. When iron corrodes, it "runs down hill" and heat is released although so slowly as to be imperceptible. As a matter of fact, the corrosion products of many metals, especially iron, are quite similar to their ores as found in nature. The electromotive series (Table 1) provides a rough measure of the tendency of metals to corrode or revert to their native state.

The electrolytic nature of corrosion may be visualized by comparison to a flashlight battery (Figure 1). The zinc shell corrodes, forming zinc ions, which enter the

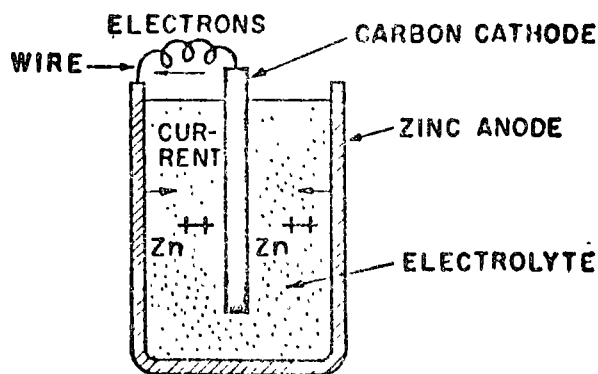


FIGURE 1—The Flashlight Battery. Zinc corrodes forming zinc ions which enter the electrolyte. Current flows from the corroding zinc anode to the carbon cathode as a result of the potential difference between the zinc and carbon and the presence of the electrolyte.

# Handbook

- How it Works
- Where to Install
- What it Costs

electrolyte. Current flows from the zinc anode to the carbon cathode as a result of the potential difference between the zinc and carbon in the presence of the electrolyte. The flow of this current obeys Ohm's Law, a relationship between current flow, voltage, and resistance. Ohm's Law states that  $I$  (current flow in amperes) equals  $V$  (volts) divided by  $R$  (resistance in ohms).

Many circumstances can cause potential differences to exist on the surface of a metal, which in turn allow a corrosion current to flow. Some of these conditions are:

1. Scratch in mill scale or permeable paint.
2. Oxygen-depleted area under a barnacle or deposit of mud.
3. Steel partly in poorly aerated soil and partly in aerated soil.
4. Region of locally high velocity, as in partly obstructed tube.

Numerous other examples could be cited but all occur in one of the following categories:

1. Two different metals in the same electrolyte.
2. Two metals in different electrolytes.
3. The same metal in two concentrations of the same electrolyte.
4. The same metal in different electrolytes.
5. The same metal in the same electrolyte at different temperatures.

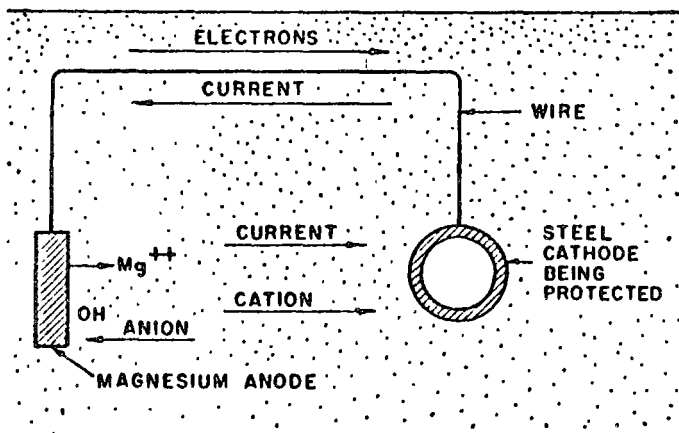


FIGURE 2—It is possible to measure the half cell voltages of the anode and cathode. Great practical value is derived from this means since by measuring the half cell voltage of the protected structure it is possible to determine if protection has actually been obtained.

To eliminate corrosion it is obvious that the electric current which is producing the corrosion must be stopped.

As defined above, Ohm's Law shows that this current is influenced by voltage and resistance. Therefore, if all voltage differences can be minimized by such practices as uniform environments, and avoidance of the use of dissimilar metals, corrosion can be controlled. If resistances can be kept very high through the use of paint coatings or electrical isolation of dissimilar metals, corrosion can be controlled. A third, simple, and very frequently used method for controlling corrosion is to "back out" the corrosion current with an equal and opposite current applied from an external source. This practice is known as cathodic protection. When a current is made to pass into a metal submerged in a conducting media, a special opposition to the current flow develops at the surface of the metal. This opposition manifests itself as a back voltage and is termed polarization. As the rate of current passage is increased, a condition will be reached whereby the entire surface of the metal will assume the same back voltage. When this happens, cathodic protection has been achieved, for voltage differences no longer exist which can generate a corrosion current.

## FIELD MEASUREMENTS

The cathodic protection circuit can be divided into two parts: the internal or electrolytic circuit and the external or electrical circuit. For example, in Figure 2, the soil

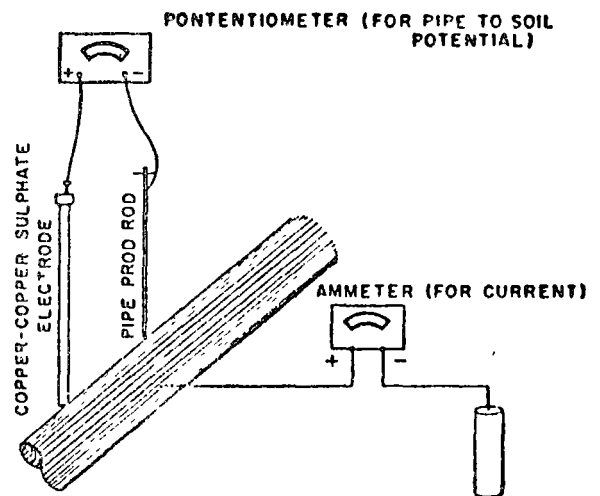


FIGURE 3—Structure potentials are generally measured with a copper-copper sulfate reference electrode. The potential of this electrode does not change when used intermittently; consequently, when it is compared with other metals, the relative potential can be obtained.

TABLE 1  
Electromotive Series

	Potential Neg. to Saturated $\text{CuSO}_4$ Half Cell (Volts)
Magnesium (Galvomag alloy).....	1.750
Magnesium (H-1 alloy).....	1.550
Zinc.....	1.106
Aluminum (ALCLAD 3S).....	1.016
Cast Iron (fresh).....	.686
Carbon Steel.....	.686
Stainless Steel Type (?) 430, 17% Cr.....	.646
Ni-Resist Cast Iron, 20% Ni.....	.616
Stainless Steel Type (?) 304, 18% Cr, 8% Ni.....	.606
Stainless Steel Type (?) 410, 13% Cr.....	.596
Ni-Resist Cast Iron, 30% Ni.....	.566
Ni-Resist Cast Iron, 20% Ni + Cu.....	.536
Naval Rolled Brass.....	.476
Yellow Brass.....	.436
Copper.....	.436
Red Brass.....	.406
G. Bronze.....	.386
Admiralty Brass.....	.366
90:10 Cu-Ni + .8% Fe.....	.356
70:30 Cu-Ni + .06% Fe.....	.346
70:30 Cu-Ni + .47% Fe.....	.326
Stainless Steel Type (?) 430, 17% Cr.....	.296
Nickel.....	.276
Stainless Steel Type (?) 316, 18% Cr, 8% Ni, 3% Mo.....	.256
Inconel.....	.246
Stainless Steel Type (?) 410, 13% Cr.....	.226
Titanium (commercial).....	.226
Silver.....	.206
Titanium (high purity).....	.176
Stainless Steel Type (?) 304, 18% Cr, 8% Ni.....	.156
Hastelloy C.....	.156
Monel.....	.156
Stainless Steel Type (?) 316, 18% Cr, 8% Ni, 3% Mo.....	.126

<sup>1</sup> Based largely on data from 'Corrosion Testing', F. L. LaQue, Proceedings A.S.T.M., Volume 51, pages 1-89, 1951.

<sup>2</sup> Note that each stainless alloy occupies two positions, the upper one for the 'active state' and the lower one for the 'passive state'.

is the internal circuit and the pipeline and anode lead wire make up the external circuit.

In the electromotive force series, each metal exhibits its own unique voltage and when two metals are electrically coupled together, the net voltage of this circuit is the algebraic difference of the voltages of the individual metals. Thus, when monel, with a half cell voltage of .151, is coupled with steel, having a half cell voltage of .686, the net voltage of this cell is .686 minus .151 or .535. Similarly, when a magnesium anode ( $E_0 = 1.750$ ) is coupled to carbon steel, the net voltage of this circuit is 1.750 minus 0.686 or 1.064.

It is possible to measure the half cell voltages of the anode and cathode shown in Figure 2. This is of great practical value in cathodic protection since by measuring the half cell voltage (potential) of the protected structure it is possible to determine if protection has actually been obtained. Both theory and experiment have shown that when current is applied to a metal, its potential will increase (become more negative) and the voltage at which corrosion stops is both finite and reproducible.

The total resistance of a circuit is the sum of the re-

sistance in the connection wires and the media in which the circuit is immersed. In general, the media resistance will be many times greater than the circuit resistance. Media resistance will vary through wide limits from a fraction of an ohm in salt brine to several thousand ohms in certain types of soils.

**Fundamental Field Measurements.** The first measurement generally made is to determine media resistivity. This is done in order to ascertain the expected output of an anode. Resistivity is defined as the resistance of a unit volume of the media. The volume generally chosen is the centimeter cube and hence the value is termed ohm-cm. Note that this value is not the same as the term "R" (circuit resistance) previously mentioned.

After the cathodic protection system has been designed and installed, two field measurements are made:

1. Anode current flow is read to determine if the design current flow has been realized.
2. The potential (voltage) of the protected structure is measured to determine if protection has actually been secured.

**Measuring Techniques—Media Resistivity.** Two methods are used in standard practice for measuring resistivity. The first method involves the use of a megger, in which a pulsating DC current is passed through the ground between two widely spaced electrodes. The potential drop across a known distance is measured and the reading on the megger then translated into resistivity. This method of measurement, although somewhat cumbersome, has the advantage of measuring the average resistivity between the current electrodes and down to a depth approximately equal to the distance between the electrodes.

The second method involves the use of a single rod which is inserted into the ground to the depth at which it is desired to make the measurement. The tip of the rod is insulated from the body, and an AC bridge is then used to measure the resistance between the two segments of the rod. By the use of a suitable "rod calibration factor," the reading obtained can be converted into specific resistivity.

It should be pointed out that a standard direct current ohmmeter is not suitable for soil resistivity measurements. This is due to the fact that the measuring current supplied by this type of meter will cause permanent chemical changes on the soil rods and thus produce a large error in the reading.

**Current.** Current must be measured by very low internal resistance ammeters. Wide use is also made of low resistance precision shunts and potentiometers for current measurement. Special meters are required since the resistance of cathodic protection circuits is generally low, and, consequently, if the resistance of the meter is appreciable, it will impede the normal flow of current and thus create an error. They are inserted in the circuit as shown in Figure 3.

**Potentials.** Structure potentials are generally measured with a copper-copper sulfate reference electrode as shown in Figure 3. The potential of the  $\text{Cu-CuSO}_4$  electrode does not change when used intermittently, and, conse-

quently when it is compared with other metals through the aid of a potentiometer, the relative potential of the metal in question can be obtained. The tip of the electrode is placed as close as possible to the structure being measured. The function of the pipe prod rod shown in Figure 3 is to contact the structure electrically. If other means of connection are more convenient they are acceptable. The instrument employed to make the measurement is a potentiometer which draws no current or a high resistance voltmeter which draws only a very small current.

**Interpretation of Measurement—Resistivity.** As mentioned previously, resistivity is used in determining the expected output of the anodes. Resistivity of soils may also be used as rough approximation of corrosivity. In general, the lower the resistivity of the soil, the more corrosive it is, although there are a number of exceptions to this rule.

The following is a rough classification of soils according to resistivity:

Low Resistivity	— 100-500 ohm-cm
Moderate Resistivity	— 500-3000 ohm-cm
High Resistivity	— 3000-10,000 ohm-cm

**Anode Current.** Anode current is used in predicting anode life and in calculating the current density which is being delivered to the protected structure. One pound of magnesium has the capacity to produce about 500 amp-hrs.

**Structure Potentials.** As stated previously, structure potentials are valuable criteria as to the condition of the structure. Figure 4 has been prepared as a guide in interpreting pipe line potential measurements. In this case, the common terminology for the structure potential is "pipe-to-soil potential." (Note that on this figure a potential of  $-0.80$  volt is considered protection while a value of  $-0.85$  volt was generally stated to represent this condition. Although the  $-0.85$  value theoretically represents complete protection, we believe that for practical purposes a value of  $-0.80$  volt will give adequate protection.) Although Figure 4 was specifically prepared for pipelines (soil installation) conditions (3) and (4) may also be applied to marine structures.

## GALVANIC PROTECTION OF CONDENSER AND HEAT EXCHANGER HEADS

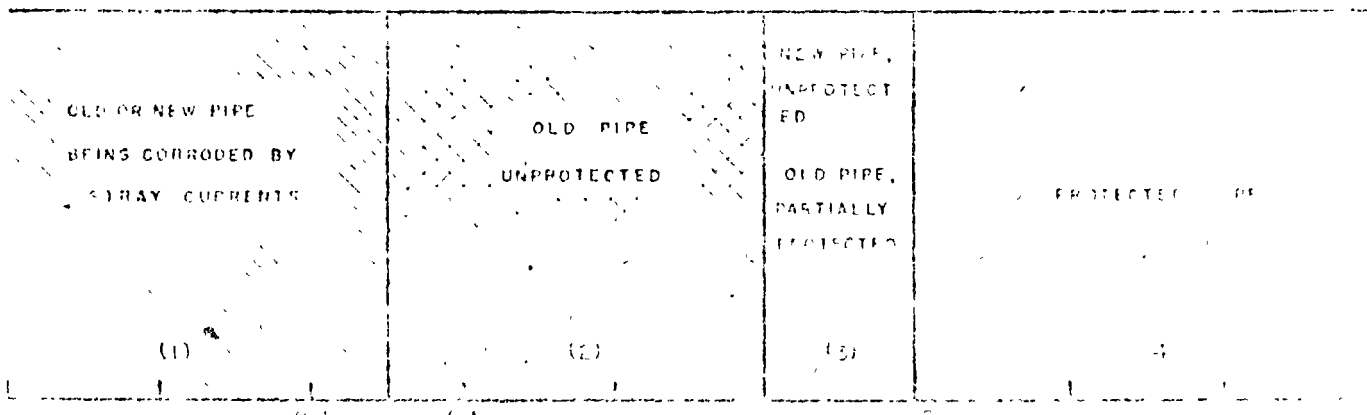
**Galvanic Protection from Galvanic Corrosion.** Ten years experience with the cathodic protection of condensers and heat exchanger heads has eliminated trial and error methods in plant-wide applications such that all installations are now according to plant engineering standards. It is suggested that the electromotive series (Table 2) be considered when selecting materials for use in any equipment which is to be submerged in a liquid or buried in the soil, to determine the compatibility of certain metals when connected to form a galvanic couple.

TABLE 2  
Galvanic Series of Metals and Alloys in 13 Foot Per Second Sea Water at 25° C.

MATERIAL	Potential Reference Cu-CuSO <sub>4</sub> Half Cell
Magnesium (Galvomag).....	1.750
Magnesium (H-I Alloy).....	1.550
Zinc.....	1.106
Cast Iron†.....	.686
Carbon Steel‡.....	.686
Yellow Brass.....	.435
Muntz Metal†.....	.436
Aluminum Bronze‡.....	.406
Aluminum Brass*.....	.396
Composition 'G' (88% Copper, 10% Tin, 2% Zinc).....	.386
Admiralty*.....	.366
90:10 Cu-Ni + .82 Fe†.....	.356
70:30 Cu-Ni + .47 Fe*.....	.326
Monel.....	.151

\* Suggested tube material.  
† Suggested tube sheet material.  
‡ Suggested water box material.

It can be seen from this table that condenser tubes made of 70:30 cupro-nickel when used on a monel tube sheet will cause a potential of .175 mv. ( $.326 - .151 = 175$ )



VOLTS, PIPE TO SOIL POTENTIAL (MILLIVOLTS)

FIGURE 4—Use this graph as a guide to pipe-to-soil potential.

FIGURE 5a—(Above) Magnesium anode condenser head installation (using current restrictor).

- 1 & 2. 15-POUND MAGNESIUM ANODE, approximately 8 by 8 by 4 inches, having two 1 29/32 by 3/4-inch pipe core cast in center with a 1/8-inch diameter cross bar welded to core and embedded in anode.
3. PLASTIC STUD PROTECTOR, 1/2-inch, 13 threads per inch.
4. 1/2-INCH STAINLESS STEEL STUD, extending 3 5/8 inches above surface.
5. 1/2-INCH, 13 THREAD FLEX-LOCK NUT.
6. RUBBER GASKET for plastic stud protector.
7. RESISTANCE WASHER.
8. RUBBER TUBING, 2-inches long, 1/2-inch I.D., 1/16-inch wall thickness.
9. GASKET SEALER COMPOUND.
10. 1/16-inch SHEET RUBBER, 10 by 10-inches with 1/2-inch hole at center.
11. TYPE 304 STAINLESS STEEL STUD ATTACHMENT, To Steel—Fillet weld using type 310 stainless steel electrode at 70–105 amp. To Cast Iron—Drill and tap in cast iron surface.  
(Note: Extra stud length required for tapping.)
12. PROTECTED SURFACE.

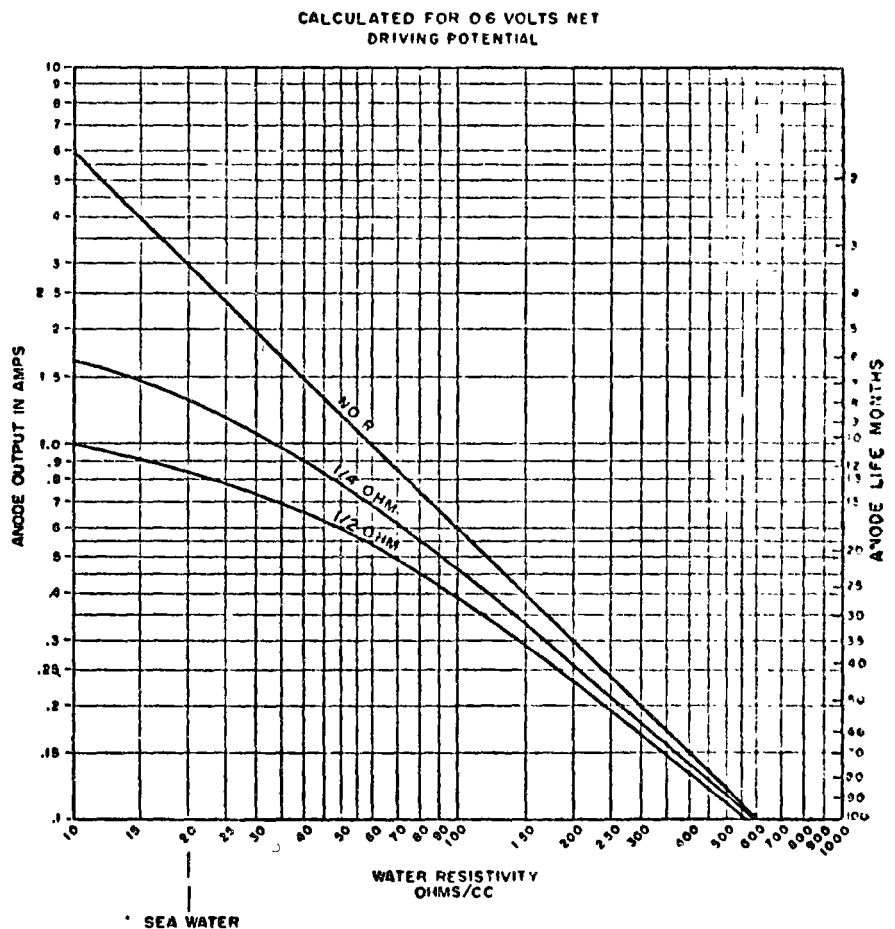


FIGURE 5—Use this chart for design installations using waters of various resistivities.

to exist between them which will cause a current to flow in such a direction that the tube ends will be galvanically attacked. Instead of the above selection of metals, if 70:30 cupro-nickel tubes are selected (having a potential of .326), Muntz metal tube sheet (having a potential of .436), and a condenser head of mild steel (having a potential of .686) it can be seen that the Muntz metal tube sheet will tend to protect the 70:30 tube ends and the mild steel condenser head will tend to protect both the Muntz metal tube sheet and the 70:30 cupro-nickel tube ends and all corrosion will take place on the mild steel. Now, should a magnesium anode be introduced into this system, a current would flow from the magnesium anode to all other components, thereby preventing corrosion on all elements except the magnesium anode. The use of magnesium therefore allows more extensive use of steel as tube sheets and header material.

**Galvanic Corrosion Design Factors.** If, in the original design of condensers and heat exchangers, some consideration is given to the magnitude of the galvanic action produced by various dissimilar metals, a great many of the serious corrosion problems would cease to exist. Some of the more predominant design factors are:

1. **Area Balance.** Never have a small area of less noble metal exposed to a large area of a more noble metal. This greatly increases the galvanic activity and rapidly corrodes away the less noble metal. The reverse of this, where a small area of noble metal is coupled to a large area of less noble metal would not present a serious corrosion condition because of the large difference in area. The corrosion of the less noble metal would be negligible.
2. **Compatibility of Metals.** If a reasonable choice of two metals exists, try to choose metals that are close to each other in the galvanic series. If the more noble metal has the smaller area, satisfactory results can be expected.
3. **Space for Galvanic Protection.** It is suggested that sufficient space be made available when new heat exchangers are designed to accommodate a standard 8" x 8" x 4" anode.

**Galvanic Protection Design Factors.** Since the 8" x 8" x 4" 15-pound anode is standard for condenser and heat exchanger service, all design factors are based upon its characteristics. Figure 5a shows this anode and its components.

The addition of a resistor in the anode electrical circuit limits the current output and thereby increases the expected life of the installation. Usually 1/4-ohm resistor washers are recommended for use with standard anodes; however, 1/2 and 1-ohm washers are used at times. Resistor washers larger than 1 ohm are not recommended for use in heat exchangers.

To protect a heat exchanger water box, an anode must be installed in each compartment of each end of the heat exchanger. The surface of the anode must remain bare (free of all paint or grease) in order to supply the protective current.

The current density required to protect steel in sea water varies with salinity (water resistivity), water velocity, and temperature.

**Designing an Installation.** Figure 5b can be used in the design of installations using waters of various resistivity. The three curves show the current output and expected life of a single 15-pound anode with no resistor, with a 1/4-ohm resistor, and with a 1/2-ohm resistor. Figure 6 has been prepared for use in designing galvanic protective systems for seawater heat exchanger equipment using standard, 15-pound anodes (H-I magnesium alloy). In using this chart, the following steps are recommended:

1. Compute the surface area of the compartment to be protected (in square feet). *Keep in mind that protection cannot be afforded the inner surface area of the tubes.*
2. Determine if space limitations will permit the use of a side-by-side installation or whether a single anode must be used.
3. Read from the chart the surface area which can be protected with 1/4 ohm added resistance. Divide this area into the total area of the installation to obtain the number of groups which must be employed.
4. Read the expected life from the chart.

Under very special conditions of extremely high turbulence or very limited space it may be found necessary to eliminate the resistor in order to obtain the desired protection.

Should the above method of installation produce a design that requires anode renewal more often than the condenser is normally opened, it is very strongly recommended that the heat exchangers be opened and anodes replaced as required on a planned schedule. If the anodes are replaced when required and galvanic protection is continuously supplied, the planned shutdowns for the purpose of anode renewal will take the place of costly emergency shutdowns due to heat exchanger failure which would be expected without galvanic protection.

A monel or stainless steel securing stud is recommended for attaching anodes to a condenser cover plate. The reason for this selection is to avoid damage to the securing stud due to corrosion should the condenser be continued in service after the anodes have been dissipated. Galvanic corrosion between the stud and other metals will not take place so long as the anode is in operation.

Quite often a white calcareous coating will form on the protected surfaces. This coating should not be removed as it is very beneficial in reducing the current requirements for full protection.

In some cases, such as large turbine condenser installations, operators have found it desirable to cut the standard 51-pound magnesium anode in half, producing an anode which can be secured to the surface in a manner similar to that used with the 15-pound anode. This installation is shown in Figure 7. The advantage of such an installation, where space is available, is increased life due to the small surface area per pound of magnesium afforded by this anode.

Anodes which are installed in pairs will have a reduced



output per anode due to the current interference produced by both anodes attempting to use the same current path through the water. This feature is desirable for longer life when less current is required from an anode installation.

### CATHODIC PROTECTION OF MISCELLANEOUS MARINE EQUIPMENT

**Internal Protection of Sea Water Pipe Lines.** Service life of large sea water lines has indicated that extensive failures will occur in eight to ten years' time. Great expenses have been involved in the repair, or replacement, of these lines.

Cathodic protection with magnesium anodes can be successfully employed to protect the internal surfaces. Line size is a limitation to this practice, since on lines smaller than 24 inches the volume of the magnesium which is required to maintain protection for any appreciable length of time will materially reduce the capacity of the line.

Old lines as well as new lines may be protected. When an old line is protected, all rust scale and marine deposits will be spalled loose from the pipe; consequently, the physical layout of the system must be such that this scale will not interfere with the end use of the sea water, otherwise the scale should be mechanically removed from the line prior to the application of cathodic protection.

Experience has shown that lines internally coated with hot applied coal tars may also be cathodically protected. Experiments indicate that if the proper amount of current is used, the life of the coating will actually be increased.

**Design.** The current requirements for protection will vary with respect to water velocity, and whether the line is coated or bare. Table 3 gives a rough approximation of current demands for various conditions:

TABLE 3

Velocity Ft./Sec.	Bare Pipe ma./Sq. Ft.	Coated Pipe ma./Sq. Ft.
1-3.....	5-15	0.2
3-7.....	15-30	0.5

(The current demands shown in Table 3 and also in Tables 4, 6, and 7 will be reduced for subsequent installations due to the formation of a calcareous coating on the surface of the steel.)

**Installation Mechanics.** The method of installation generally employed is to lay a continuous string of anodes on the bottom of the line. Anodes having a 3/4-inch longitudinal pipe core are strung on flexible steel cable

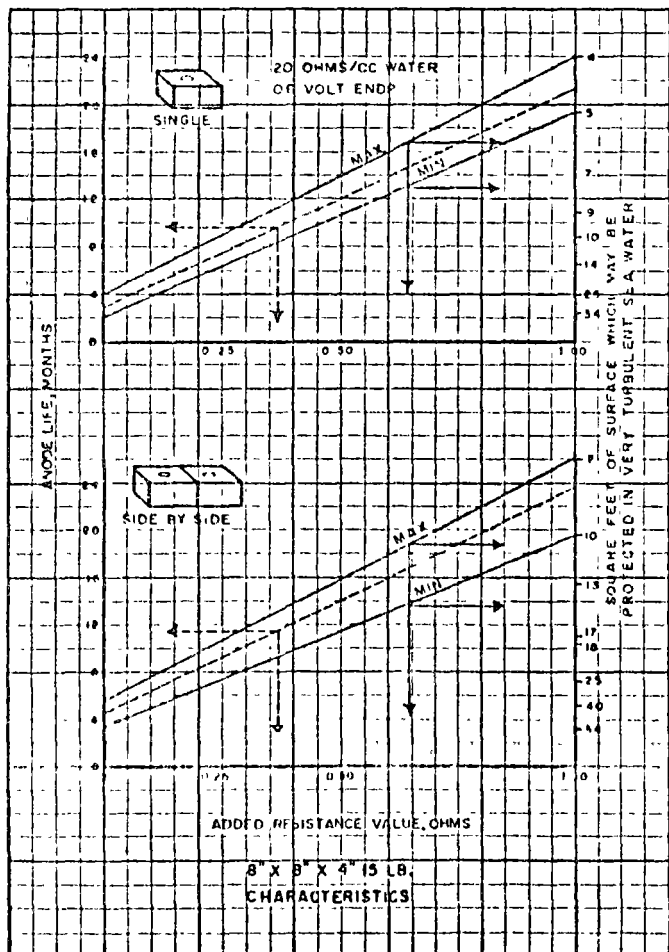


FIGURE 6—Use this chart in designing galvanic protection systems for sea water heat exchangers. It's based on standard 15-pound anodes.

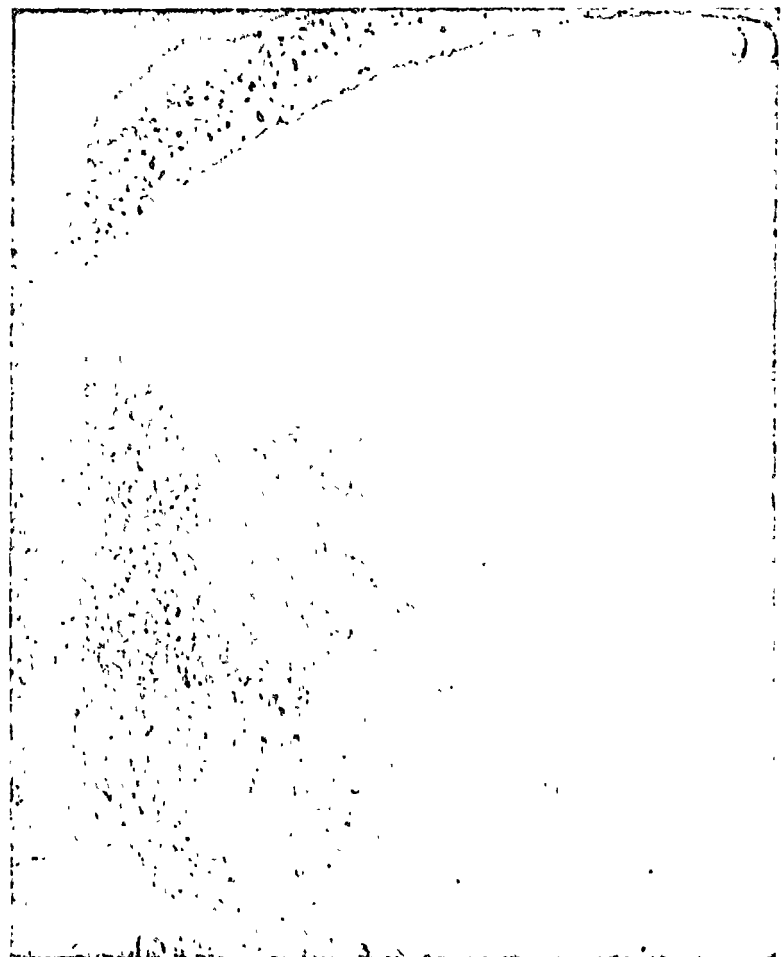


FIGURE 7—In some cases, standard 51-pound magnesium anodes are cut in half, producing an anode which can be secured to the surface in

# HANDBOOK | CATHODIC PROTECTION

and then strung up to 100 feet long are snaked into the line through manholes placed at 200 foot intervals. Attachment of the anodes to the cable is made by driving wedges into the pipe core ends. Installation details are shown in Figure 8.

After the installation has been operating for approximately one month, appropriate resistances are inserted in the leads which extend to the outside of the pipe in order that proper installation life is obtained.

**Typical Example:** It is desired to design a cathodic protection installation for the bare internal surfaces of a 36-inch sea water line 2000 feet long. Rate of flow is approximately 3 feet per second. Steps:

- ⊙ Assume installation is to last four years
- ⊙ Surface area to be protected = (2000) (3.1416) (3) = 18,800 sq. ft.
- ⊙ Reference to Table 3 indicates an approximate current demand of 15 ma/sq. ft. Then:  

$$\text{Total current required} = \frac{(15)(18,800)}{1000} = \text{amps} = 282$$
- ⊙ The largest practical anode for this size line is a 5-inch D-shaped 68-pound longitudinal cored anode.
- ⊙ Since the 68-pound anode can deliver .800 amps, the number of anodes to employ is calculated as follows:

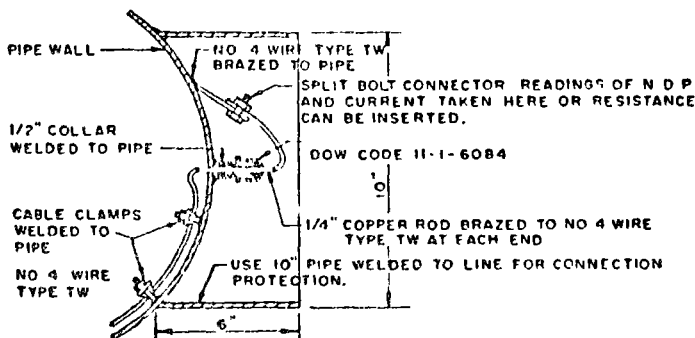
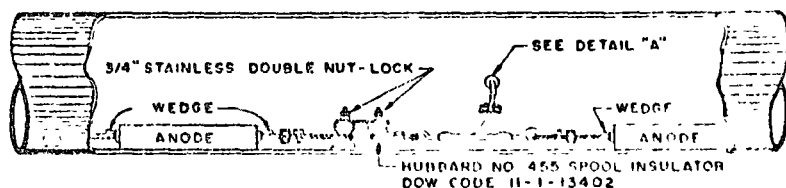
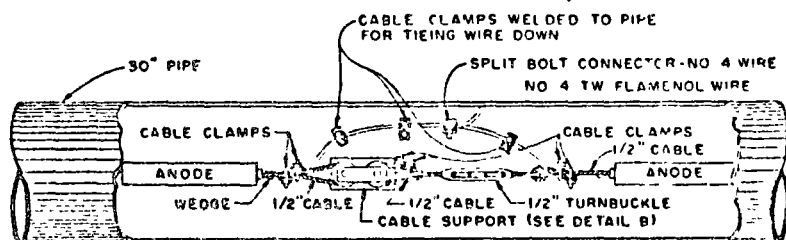
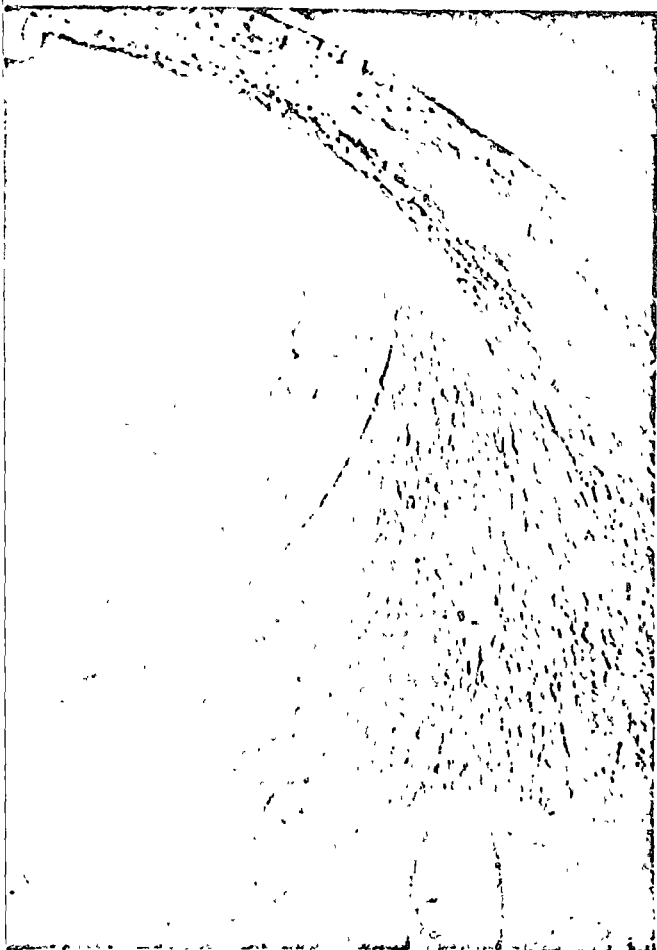
$$\begin{aligned} \text{Number of Anodes} &= \frac{\text{Total Current Requirements}}{\text{Output per anode}} \\ &= 353 \end{aligned}$$

- ⊙ This is equivalent to one anode every 5.7 ft ( $\frac{2000}{353}$ )  
 This is a practical distance, consequently the design is now completed. Installation will proceed according to Figure 8.

Use has also been made of a weld anode for internal pipelines. This anode is completely enveloped in a tough serviceable plastic. Current can be controlled by removing specified amounts of plastic from the anode surface. Since the weld anode is furnished in 24 and 41 pound units, the expected life is accordingly shorter.

**Ships, Boats and Barges.** Cathodic protection has been successfully applied in the corrosion control of ships, boats, and barges. However there are some special problems encountered in this application. These are:

1. Varying circuit resistance if the vessel moves from sea water to brackish water.
2. Susceptibility of some paint coatings to damage by cathodic protection.



a manner similar to that used with the 15-pound anode. The advantage of such an installation is increased anode life.

**FIGURE 8—**Protection of sea water pipe lines is accomplished by laying a continuous string of anodes, attached to a cable, in the bottom of the line.

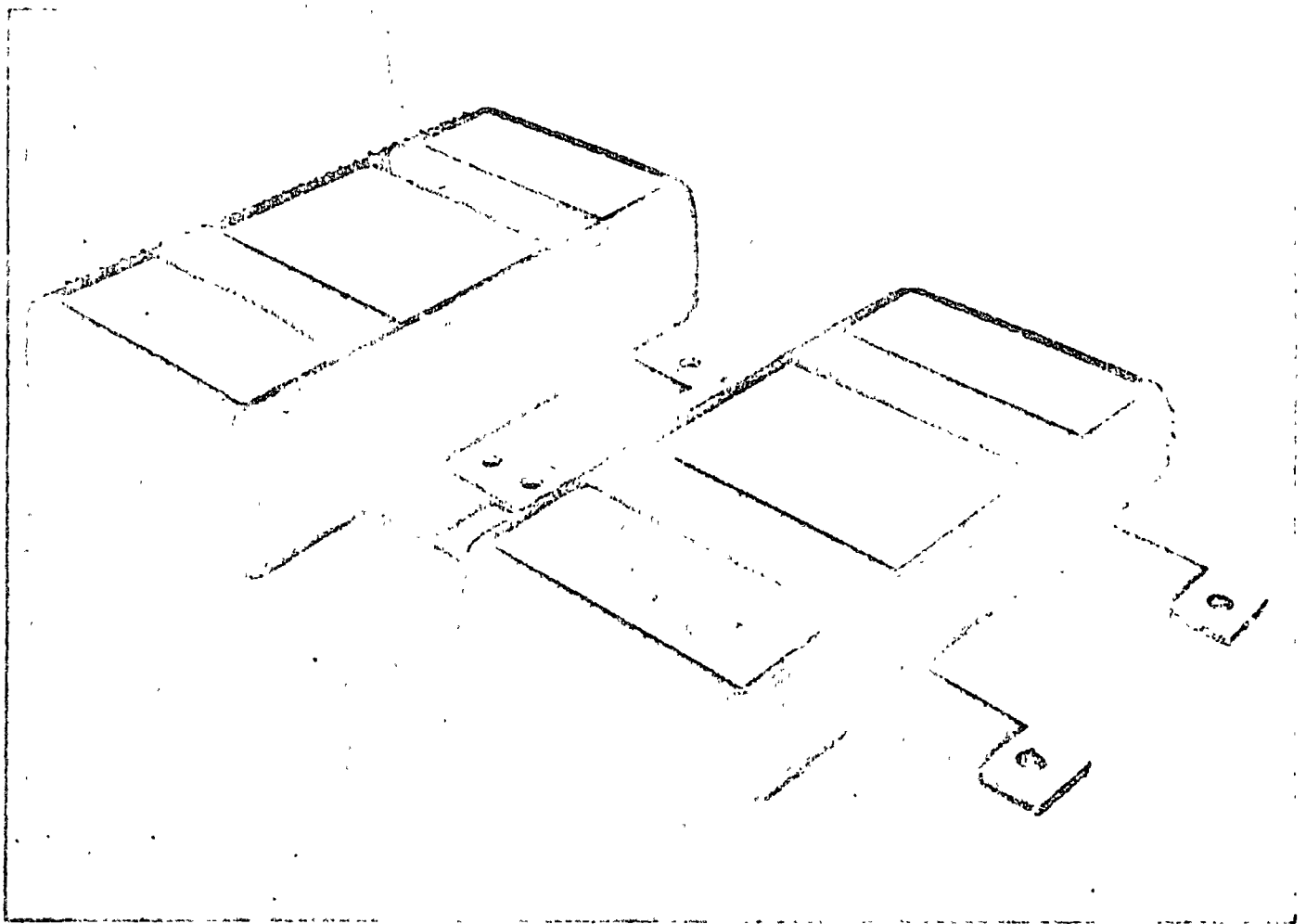


FIGURE 9—Plastic covered anodes are welded to ship hulls.

3. Possibility of physical damage to and removal of the anodes by striking objects in the water.
4. Electrical connection of a protected vessel to one or more unprotected vessels.

All of these problems can and have been overcome. The first and last items are not major but have been solved by designing with an ample safety factor with

respect to time and/or current. The second problem has been overcome with the use of an anode that is completely enveloped in a tough, serviceable plastic. Current can be controlled by removing specified amounts of plastic from the anode surface. This anode is shown in Figure 9. The possibility of damage to the anode installation by striking objects in the water can be minimized by proper placement and/or by the use of protective steel 'cups' welded to the vessel in front of the anodes.

Table 4 shows current requirements for various types of marine applications.

TABLE 4

VESSEL	Current Demand ma./Sq. Ft.
Stationary (bare).....	2-3
Moving (bare).....	5-10
Moving (painted).....	4-8

Due to the high current demand and limited space, five-year life designs are not practical on marine craft. The engineer should design for one or, at the most, two-year life. Table 5 gives the current output and life for the recommended marine anode shapes.

FIGURE 10—The life of plastic coated anode strings is directly proportional to the string length.

**TABLE 5**  
Current Output and Life for Marine Anode Shapes

Anode Type: (Based on H-I Alloy)	Current (Amps) at 0.6 Volt Net Driving Potential	Life
60-lb., 18"x8"x8" (individual). As above, groups of 10 or more.....	4.5—5.2 2.2—2.8	8—12 mos. 16—20 mos.
44-lb., 18"x9"x4" (individual) 0.66 ft <sup>2</sup> exposed.....	1.8—2.0	14—15 mos.
44-lb. anode, groups of 7 or more.....	0.9—1.2	> 24 mos.
24-lb., 18"x9"x2", same cur- rent as given for 44-lb. unit, 1/2 the life.....	.....	12 mos.
15-lb., 8"x8"x4", with 1/4 ohm resistor individual.....	1.3	8 mos.
As above, with 1/4 ohm re- sistor, groups of 10 or more	0.6	18 mos.

**INSTALLATION CONSIDERATIONS FOR APPLICATION OF CATHODIC PROTECTION TO MARINE CRAFT**

After examining laboratory and field experiences, some valid considerations as to installation and design technique may be advanced as follows.

1. Determine the corrosion status and extent of marine fouling normally encountered prior to the initial installation.
2. Depending on vessel service conditions, design for an initial current density corresponding to those given in Table 4.
3. Distribute the anode strings as uniformly as possible over the hull surface. Care must be exercised to locate the anodes so that they are not vulnerable to damage.
4. Design for a one or two-year life. The life of magnesium anode strings is a function of string length. Figure 10.
5. A cathode potential of -0.800 volt Cu—CuSO<sub>4</sub> should be considered a minimum value for effective protection.
6. On hulls subject to fouling, a decision as to the reduction or elimination of anti-fouling coatings should be made upon examining the hull after a one-year interval.

**Tanks.** Cathodic protection by the use of magnesium anodes has proven to be an economical method of corrosion control on many large process tanks. Major types of tanks under protection at this time include sea water make-up tanks, Dorr tanks and brine tanks.

The tank corrosion problem involves several major considerations. These include the rise and fall of the liquid level, the corrosivity of the liquid contained, and the ultimate use of the liquid. If the liquid is sea water and is rather stagnant, very little or no protection may be needed. If it is moving sea water, protection is necessary. If the liquid is brine, cathodic protection is necessary whether the liquid is moving or not.

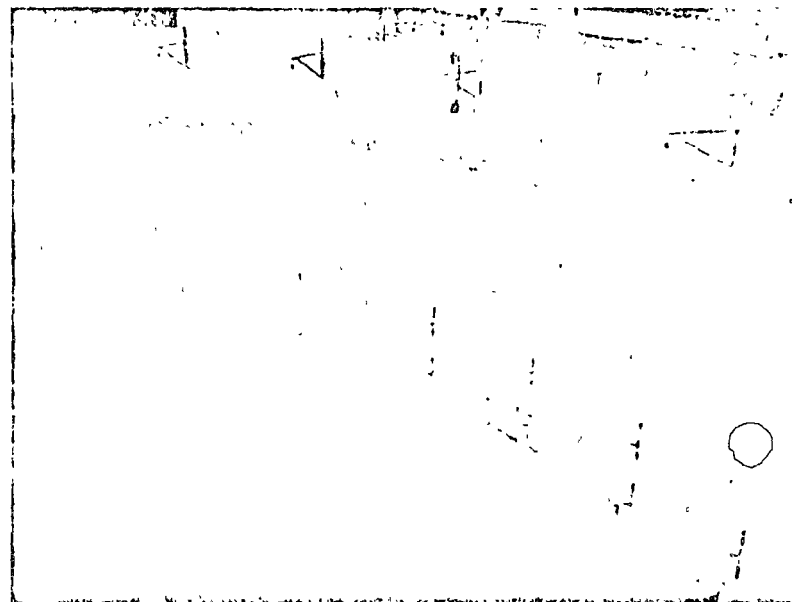
Table 6 shows design information gathered from extensive field experiments.

**TABLE 6**

Environment in Tank	Current Demand
Moving Sea Water.....	5-10 ma./Sq. Ft.
Brine Tanks.....	8-10 ma./Sq. Ft.

Figure 11 shows a typical installation. The anodes most commonly used are 50-pound castings with a 3/4-inch pipe core through the center. These are suspended from an arm on a cable and are held in place by special wedges which hold the pipe core fast to the cable. An external resistor is used to regulate the current.

**Sheet Piling.** Sea water flumes and other steel sheet piling can be protected by the use of magnesium anodes. In considering this application, it is necessary to study



**FIGURE 11**—For storage tanks filled with sea water, anodes are suspended from an arm on a cable.

the conditions that prevail. In particular, the water velocity should be considered.

When very low velocities (such as are found around harbor and tidal pilings) are encountered, corrosion rates and therefore the degree of cathodic protection required are governed largely by the pressure of water contaminants. Appreciable water velocities of course bring about higher, more aggravated corrosion rates.

In most cases the current output of the anodes normally used in sea water will be greater than needed. The current can be regulated with nichrome resistance elements.

**Miscellaneous.** Many types of sea water handling equipment may be economically cathodically protected. Sea water screening equipment, large gate valves, pump sections, etc., fall into this category. The principal limitations to these installations are space considerations to accommodate the magnesium and the ability to attach the magnesium under highly turbulent conditions. The availability of a wide variety of anode shapes and the

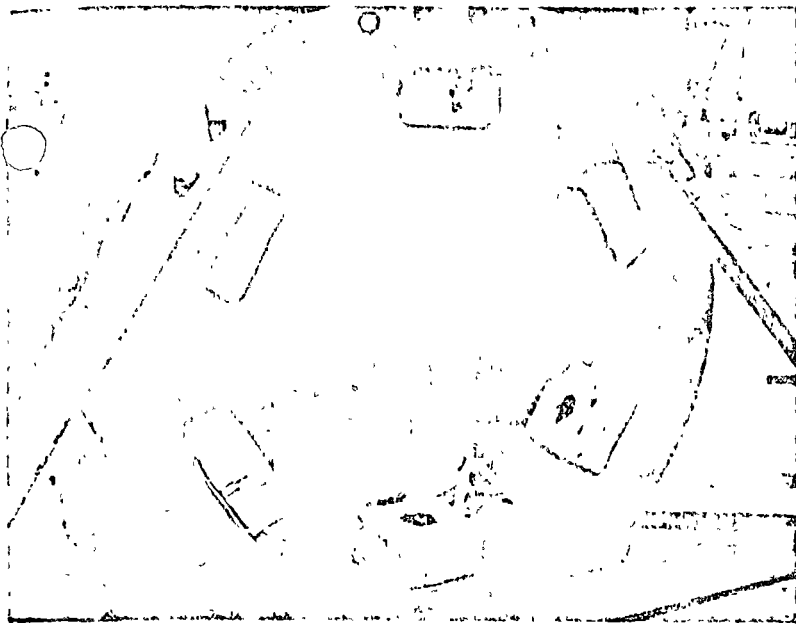


FIGURE 12—15-pound anodes protect this 48-inch gate valve.

liberal use of ingenuity in making attachments tend to minimize these problems.

The current requirements for protection will vary with respect to water velocity and whether the structure is coated or bare. Table 7 gives a rough approximation of current demands for various conditions.

The wide variation of current demand in relation to

TABIE 7

Velocity, Ft./Sec.	Bare ma./Sq. Ft.	Coated* ma./Sq. Ft.
1-3.....	5-15	0.2
3-5.....	15-25	0.5
5-10.....	25-100	0.5
10+.....	100+	0.5

\* Coating referred to is not applied coal tar. The current demand figures given are tentative only, since this will vary with time and coating stability.



FIGURE 13—51-pound anodes protect sheet piling at this sea water intake station.

velocity is to be particularly emphasized. Local conditions, such as degree of turbulence and the presence or absence of crevices, pockets or corners which require protection will determine whether high values or low values are chosen. A trial installation is the best means of arriving at the true protective current needed. Figures 12 and 13 show typical installations.

### CATHODIC PROTECTION OF UNDERGROUND PIPE LINES

**General.** Cathodic protection of buried pipe lines is made possible by an electric current flowing from an external source to the structure to be protected. Although the current requirements for complete protection are frequently the point of argument, the criterion accepted by field engineers is a solution potential of 0.80-0.85 volt (Cu-CuSO<sub>4</sub> ref. electrode) on the cathode. When the potential of the line is raised to this value, corrosion on the structure is completely arrested or reduced to a negligible rate.

In order to achieve this protection, magnesium anodes are planted in the ground adjacent to the structure to be protected and electrically bonded to the pipe. Positive current in this circuit will flow from the anode through the earth onto the pipe, gradually consuming the magnesium anode and preventing corrosion on the steel structure.

In the cathodic protection system to be described, magnesium anodes are placed along the pipe in groups, called anode stations, sometimes draining as much as 3 to 4 amperes from a single station. Solution potential test points are placed between anode groups (preferably midway) for pipe polarization checking.

Magnesium anodes are partially self-regulating in their current output by supplying additional current if and when the pipe coating deteriorates or is mechanically damaged.

In order to simplify the design of magnesium anode installations, it is often convenient to set up certain standardized procedures which may be readily followed in the field. A typical example of how such a standardized procedure might be used is as follows:

1. All buried pipe lines are coated and wrapped.
2. Installation will be designed according to the following procedure.
  - a. Make soil resistivity measurements along the pipe line or pipe line right-of-way at approximately 3000 to 5000-foot intervals, giving special emphasis to potential anode station locations such as road crossings, river and canal crossings, and other places which are accessible by car. Also check swamps, sloughs, and other perpetually moist areas.
  - b. Divide line into sections according to the following soil resistivity ranges and compute the length in feet of each section:
    - Section No. 1—soil resistivity from 50 to 500 ohms/cc
    - Section No. 2—soil resistivity from 500-1500 ohms/cc
    - Section No. 3—soil resistivity above 1500 ohms/cc

# HANDBOOK | PROTECTION CATHODIC

c. From the above length and Table 8 determine the number of anode stations (of five anodes each) needed for each section of the line. Isolated lower resistivity sections which do not extend beyond one check-point, such as swamps or sloughs, need not be considered separately and may be combined with the higher resistivity sections adjacent to them. Wherever possible, however, anode stations should be

located in these local resistivity sections, and in this case Table 9 should be used. This procedure will permit the use of larger but fewer anodes and thus will reduce over-all installation costs.

For any fractional part of a station arrived at from either Table 8 or 9 which is greater than .02, use the next larger whole number of stations; otherwise, drop the fraction.

**TABLE 8**  
Length of Coated and Wrapped Pipe Line Per Magnesium Anode Station—(Five Anodes Per Station)

Soil Resistivity.....	50-500 ohms/cc	500-1500 ohms/cc	1500-4000 ohms/cc
Type of Anode Used.	(50 lbs. ea.)	(17 lbs. ea.)	(9 lbs. ea.)
Current Density on Pipe.....	.1 ma/Sq. Ft.	.01 ma/Sq. Ft.	.01 ma/Sq. Ft.
Life of Installation..	10 Years	10 Years	10 Years
PIPE SIZE	Length of Pipe in Ft./Anode Station	Length of Pipe in Ft./Anode Station	Length of Pipe in Ft./Anode Station
4".....	12,000	41,100	22,100
6".....	8,200	28,000	15,000
8".....	6,300	21,400	11,600
10".....	5,000	17,200	9,300
12".....	4,300	14,500	7,800
14".....	3,900	13,200	7,100
16".....	3,400	11,500	6,200
18".....	3,000	10,300	5,500
20".....	2,700	9,300	5,000
22".....	2,500	8,900	4,500
24".....	2,300	7,700	4,100
30".....	1,800	6,200	3,300
36".....	1,500	5,200	2,800

**TABLE 9**

Length of Coated and Wrapped Pipe Line Per Magnesium Anode Station

(Where anodes are located in local areas of lower soil resistivity, five anodes per station.)

Soil Resistivity Along Line, Ohms/cc.....	500-4000	1500-4000
Soil Resistivity at Station, Local Area.....	50-500	500-1500
Type of Anode Used.....	50-lb.	17-lb.
Current Density on Pipe, ma/Sq. Ft.....	0.01	0.01
Life of Installation, Years.....	10	10
PIPE SIZE (Inches)	Length of Pipe in Ft./Anode Station	Length of Pipe in Ft./Anode Station
4.....	*	41,100
6.....	*	28,000
8.....	*	21,400
10.....	*	17,200
12.....	43,000	14,500
14.....	39,000	13,200
16.....	34,000	11,500
18.....	30,000	10,300
20.....	27,000	9,300
22.....	25,000	8,900
24.....	23,000	7,700
30.....	18,000	6,200
36.....	15,000	5,200

\* A five-anode station of 50-lb. anodes is not practical for these line sizes.

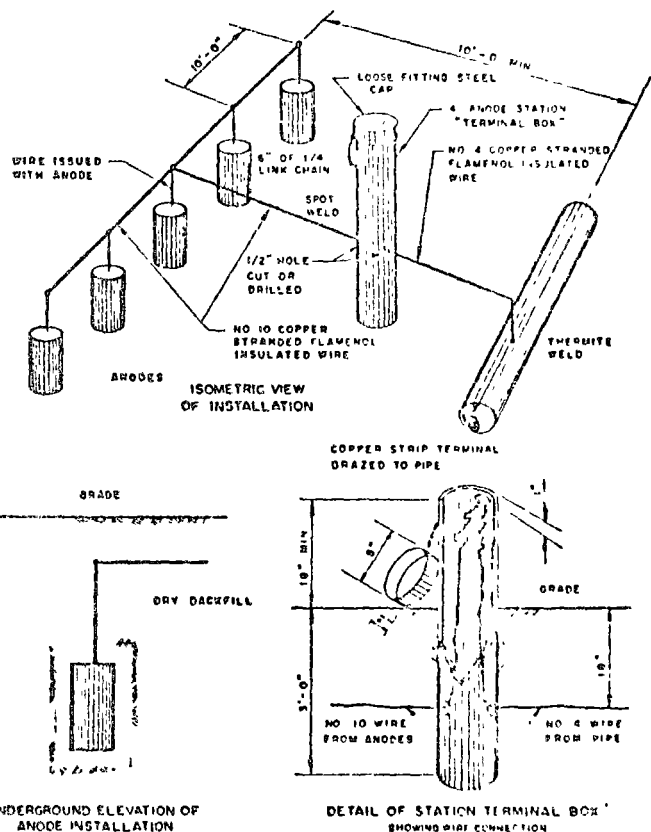


FIGURE 14—Typical soil installation showing anode layout and terminal box details.

Anode design cannot be considered an exacting science and anode station currents can be expected to vary widely from the desired value, but this matter has been considered in the preparation of the design chart and ample safety factors have been applied to cover these expected variations.<sup>1</sup>

The life of an anode installation is determined by the anode current output. The maximum anode current output for a ten-year life expectancy is given in Table 10.

If the current output of any anode station (of five anodes each), after allowing about two months operation to stabilize conditions, should exceed the value given in Column 3, Table 10, a nichrome wire resistor is to be installed in the anode lead wire in the station box to restrict the current to the desired value.

<sup>1</sup> Many modifications to the standardized procedure just described may be incorporated to fit local conditions. The above procedure was presented in detail in order that it might serve as a pattern for the corrosion engineer who is setting up his own procedures.

TABLE 10

Anode Weight, Pounds	Maximum Current Per Single Anode for 10-Year Life	Maximum Current Per 5-Anode Group for 10-Year Life
9.....	52 ma.	260 ma.
17.....	97 ma.	535 ma.
50.....	235 ma.	1.41 Amps.

**Installation Procedure.** All anodes should be planted on 10-foot centers (where possible). The minimum distance between pipe line and anode shall be 10 feet except when existing conditions or available space make such spacing impossible. In such cases, anode spacing will have to be adjusted to fit the existing conditions.

All anodes shall be planted deep enough to be in permanent moisture if possible.

In soils having resistivities less than 500 ohms, the use of backfill is unnecessary. Where more resistant soils are encountered anodes using a backfill of 75 percent CaSO<sub>4</sub> · 2H<sub>2</sub>O, 20 percent Bentonite, and 5 percent Na<sub>2</sub>SO<sub>4</sub>, should be used. Backfill is generally installed dry unless full current is desired immediately.

Figure 14 illustrates a typical soil installation showing anode layout and terminal box details.

**CATHODIC PROTECTION COSTS**

One of the most important considerations of any plant operation will now be considered—and that is economics.

It is obvious that cathodic protection should only be applied where it will ultimately save the company money.

To determine this savings it is necessary to compare the costs of maintaining the structure under consideration without cathodic protection with a similar cost with cathodic protection. Maintenance costs of corroding equipment are often very complex due to the fact that failure of such equipment may result in production outages which far outshadow the cost of the equipment itself. Experience is often the only means of reaching these costs. For this reason, no attempt will be made to discuss such costs, since they can only be resolved by the person who is directly concerned with the equipment in question.

This discussion then, will be confined to the development of a simple procedure whereby cathodic protection costs may be estimated. It will also be confined to situations where magnesium anodes are used as the current sources for cathodic protection.

In general, it may be said that the costs of the cathodic protection will depend on the following variables:

1. The quantity of current required per unit of surface area of the structure being protected.
2. The type of installation involved (soil, seawater, weight of anode, method of attachment, etc.).
3. Over-all size of installation.

The unit cost of the magnesium and the installation costs have been assumed to be constant, regardless of the size of installation. It is obvious, however, that in actual practice these costs will definitely vary with the size of the installation. Table 11 has been prepared for the purpose of illustrating how costs may be unitized in order to simplify cost estimation of field installations. The unit costs shown are not necessarily representative of actual conditions but are presented for illustrative purposes only.

Cost estimates can be made only after the installation has been designed, since it is necessary to consider design data in making the calculations as the following formulae will illustrate:

**Total Costs.** Total cost of protection = Total current needed in ma. x total cost per ma. per year for particular type of installation made. (Factor 'K' in table) x Life of Installation in years.

**Example:** It is desired to estimate the cost of a pipe line installation in which the current requirement will be 20 amperes and the life of the installation is to be 5 years. What will be the cost? Total cost = 20 x 1000 x .02 x 5 = \$2000.

**Cost Per Unit Surface.** Occasionally it is desirable to arrive at a cathodic protection cost in terms of cents per square foot protected. This figure is useful in comparing cathodic protection with coating costs or possible substitution of a more noble metal. To arrive at this figure, the following formula is used: Cost of protecting one square foot of surface per year = current demand per square foot x 'K'.

**Example:** It is desired to estimate the cost per square foot of protecting an under water surface of steel piling. The current demand of this structure is estimated to be 3 ma. per square foot. What is the annual unit cost of the cathodic protection? Total cost per square foot per year = 3 x 0.018 = \$.054.

It must be borne in mind that the above method of cost estimation results in only a rough approximation since many variables—such as weather, adverse working conditions, remoteness from headquarters, etc -- can materially affect the actual on-the-job costs.

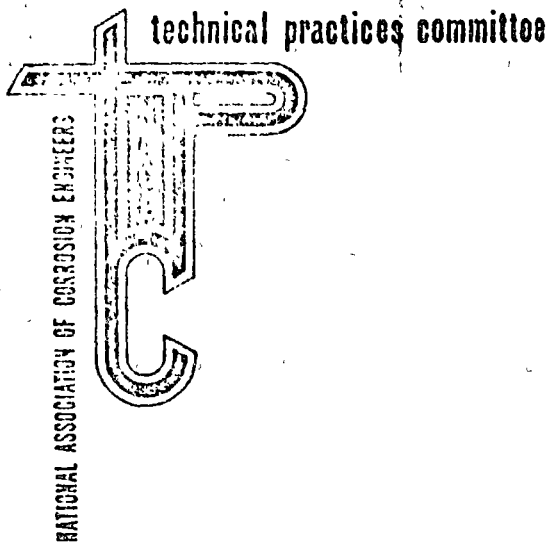
TABLE 11  
Cathodic Protection Costs with Magnesium Anodes

	Pipe Lines (Soil)	Steel Piling (Seawater)	Condenser Boxes and Screens (Seawater)	Internal Seawater Lines
Ratio of Installation Cost to Metal Cost*	1.7	1.3	1.3	1.5
Metal Cost/ma. Year†	.01	.01	.01	.01
Installation Cost/ma. Year	.010	.008	.009	.009
Total Cost/ma./Year ('K')	.02	.018	.019	.019

\* Installation costs involve all costs relative to the job, exclusive of the cost of the metal itself. Contractor's or plant overhead and lost motion on the job are included. Engineering and inspection costs are not included.  
† Based on a metal cost of \$0.55 per pound.







NACE Standard RP-01-69

## Recommended Practice

# Control of External Corrosion on Underground or Submerged Metallic Piping Systems

Approved August, 1969

National Association of Corrosion Engineers

2400 West Loop South

Houston, Texas 77027

713/622-8980

The National Association of Corrosion Engineers issues this Standard in conformity to the best current technology regarding the specific subject. This Standard represents minimum requirements and should in no way be interpreted as a restriction on the use of better procedures or materials. Neither is this Standard intended to apply in any and all cases relating to the subject. Numerous external factors may negate the usefulness of this Standard in specific instances.

**This Standard may be used in whole or in part by any party without prejudice if recognition of the source is included.**

The National Association of Corrosion Engineers assumes no responsibility for the interpretation or use of this Standard.

Nothing contained in this Standard of the National Association of Corrosion Engineers is to be construed as granting any right, by implication or otherwise, for manufacture, sale, or use in connection with any method, apparatus, or product covered by Letters Patent, nor as indemnifying or protecting anyone against liability for infringement of Letters Patent.

### Foreword

This NACE Standard is a Recommended Practice prepared by NACE Technical Practices Committee T-10-1 composed of corrosion consultants, corrosion engineers from oil and gas transmission companies, gas distribution companies, power companies, communications companies, the Federal Power Commission, the National Bureau of Standards, the Department of Transportation, the American Water Works Association, representatives from steel, cast iron, copper and aluminum piping manufacturers, coating applicators and manufacturers and others concerned with corrosion control.

The purpose of this Recommended Practice is to present procedures and practices for achieving effective control of external corrosion on buried or submerged metallic piping systems. These practices also are applicable to many other buried or submerged metallic structures. The Recommended Practice includes both coating and cathodic protection as corrosion control methods. Coating is covered in this Recommended Practice primarily by reference to other documents. This document contains specific practices and preferences with regard to the application of cathodic protection to existing bare, existing coated, and new piping systems.

# RECOMMENDED PRACTICE

## Control of External Corrosion on Underground or Submerged Metallic Piping Systems

### Contents

<b>1. General</b> .....	<b>2</b>
<b>2. Definitions</b> .....	<b>2</b>
<b>3. Determination of Need for Corrosion Control</b> .....	<b>4</b>
<b>4. Structure Design</b> .....	<b>4</b>
<b>5. Coatings</b> .....	<b>6</b>
<b>6. Criteria for Cathodic Protection</b> .....	<b>11</b>
<b>7. Design of Cathodic Protection Systems</b> .....	<b>14</b>
<b>8. Installation of Cathodic Protection Systems</b> .....	<b>17</b>
<b>9. Control of Interference Currents</b> .....	<b>20</b>
<b>10. Operation and Maintenance of Cathodic Protection Systems</b> .....	<b>22</b>
<b>11. Corrosion Control Records</b> .....	<b>24</b>
<b>Appendix</b> .....	<b>25</b>

← NOV 12

## Section 1: General

1.1 This Recommended Practice presents acknowledged practices for the control of external corrosion on buried or submerged steel, cast iron, ductile iron, copper, and aluminum piping systems under the following headings:

- Section 2: Definitions
- Section 3: Determination of Need for Corrosion Control
- Section 4: Structure Design
- Section 5: Coatings
- Section 6: Criteria for Cathodic Protection
- Section 7: Design of Cathodic Protection Systems
- Section 8: Installation of Cathodic Protection Systems
- Section 9: Control of Interference Currents
- Section 10: Operation and Maintenance of Cathodic Protection Systems
- Section 11: Corrosion Control Records

1.2 This Recommended Practice is intended to serve as a guide for establishing minimum requirements for control of corrosion on the following systems:

1.2.1 New piping systems: Corrosion control by coating supplemented with cathodic protection, or by some other proven method, should be provided in the initial design and should be maintained during the service life of the piping system, unless investigations indicate that corrosion control is not required.

1.2.2 Existing coated piping systems: Cathodic protection should be provided and maintained on all existing coated piping systems, unless investigations indicate that cathodic protection is not required.

1.2.3 Existing bare piping systems: Studies should be made to determine the extent and rate of corrosion on existing bare piping systems. When these studies indicate that corrosion will affect the safe or economic operation of the system, adequate corrosion control measures should be employed.

1.3 This Recommended Practice does not designate practices for every specific situation because the complexity of some environmental conditions in which piping systems are buried or submerged precludes standardizing corrosion control practices.

1.4 The provisions of the Recommended Practice should be applied under the direction of a competent corrosion engineer. The term "Corrosion Engineer," as used in this Recommended Practice, refers to a person, who, by reason of his knowledge of the physical sciences and the principles of engineering and mathematics, acquired by professional education and related practical experience, is qualified to engage in the practice of corrosion control on buried or submerged metallic piping systems. Such persons may be licensed professional engineers or other persons certified as being qualified by the National Association of Corrosion Engineers if such licensing or certification includes suitable experience in corrosion control on buried or submerged metallic piping systems.

1.5 Deviation from the Recommended Practice may be warranted in specific situations provided the corrosion engineer in responsible charge is able to demonstrate that the objectives expressed in the Recommended Practice have been achieved.

## Section 2: Definitions

**Anode:** An electrode at which oxidation of its surface or some component of the solution is occurring.  
Antonym: cathode.

**Anode cap:** An electrical insulating cover or coating placed over the lead wire connection on an anode.

**Bell hole:** An excavation to expose a buried structure.

**Cathodic protection:** A technique to prevent the corrosion of a metal surface by making that surface the cathode of an electrochemical cell.

**Continuity bond:** A metallic connection that provides electrical continuity.

**Corrosion:** The deterioration of a material, usually a metal, because of a reaction with its environment.

**Current density:** The current per unit area.

**Electrical isolation:** The condition of being electrically separated from other metallic structures or the environment.

**Electro-osmotic effect:** Passage of a charged particle through a membrane under the influence of a voltage. Soil may act as the membrane.

**Electrode potential:** The potential of an electrode as measured against a reference electrode. The electrode

potential does not include any loss of potential in the solution due to current passing to or from the electrodes, i.e., it represents the reversible work required to move a unit charge from the electrode surface through the solution to the reference electrode.

**Electrolyte:** A chemical substance or mixture, usually liquid, containing ions that migrate in an electric field. For the purpose of this Recommended Practice, electrolyte refers to the soil or liquid adjacent to and in contact with a buried or submerged metallic structure, including the moisture and other chemicals contained therein.

**Foreign structure:** Any structure that is not intended as a part of the system of interest.

**Galvanic anode:** A metal which, because of its relative position in the electromotive series, provides sacrificial protection to metal or metals that are lower in the series, when coupled in an electrolyte. These anodes are the current source in one type of cathodic protection.

**Half cell reference electrode:** See Reference electrode.

**Holiday:** A discontinuity of coating that exposes the metal surface to the environment.

**Impressed current:** Direct current supplied by a device employing a power source external to the electrode system.

**Insulating coating system:** All components comprising the protective coating, the sum of which provides effective electrical insulation of the coated structure.

**Interference bond:** A metallic connection designed to control electrical current interchange between metallic systems.

**Isolation:** see Electrical isolation.

**Line current:** The direct current flowing on a pipeline.

**Open-circuit potential:** The difference in voltage between a structure and a reference electrode under a condition of no current flow.

**Packaged anode:** An anode that is supplied completely surrounded by a selected conductive material.

**Polarization:** The deviation from the open circuit potential of an electrode resulting from the passage of current. In this Recommended Practice, polarization is considered to be the change of the open-circuit potential of a metal surface resulting from the passage of current directly to or from an electrolyte.

**Potential:** The difference in voltage between two points.

**Reference electrode:** A device whose open-circuit potential is constant under similar conditions of measurement.

**Reverse-current switch:** A device that prevents the reversal of direct current through a metallic conductor.

**Sacrificial protection:** Reduction or prevention of corrosion of a metal in an electrolyte by galvanically coupling it to a more anodic metal.

**Stray current:** Current flowing through paths other than the intended circuit.

**Stray current corrosion:** Corrosion resulting from direct current flow through paths other than the intended circuit.

**Structure-to-soil potential:** (also pipe-to-soil potential) The potential difference between a buried metallic structure and the soil surface which is measured with a half cell reference electrode in contact with the soil.

**Structure-to-structure potential:** The difference in potential between metallic structures in a common electrolyte.

**Tafel segment, Tafel line, Tafel slope, Tafel diagram:** When an electrode is polarized, it frequently will yield a current potential relationship over a region which can be approximated by:

$$\eta = \pm B \log \frac{i}{i_0}$$

where  $\eta$  = change from open circuit potential,  $i$  = the current density,  $B$  and  $i_0$  = constants. The constant ( $B$ ) is also known as the Tafel slope. If this behavior is observed, a plot on semilogarithmic coordinates is known as the Tafel line and the over-all diagram is termed a Tafel diagram.

**Voltage:** An electromotive force, or a difference in electrode potentials expressed in volts.

## Section 3: Determination of Need for Corrosion Control

### 3.1 Introduction

3.1.1 The purpose of this section is to recommend practices for determining when an underground or submerged metallic piping system requires corrosion control.

3.1.2 Metallic structures buried in soil or submerged under water are subject to corrosion. Adequate procedures for corrosion control should be adopted to meet safe and economical practices.

3.1.3 The decisions on the need for corrosion control should be based on data obtained from corrosion surveys, operating records, prior test results with similar systems in similar environments, and on a study of design specifications and operating requirements.

3.2 The need for corrosion control can be determined by considering the following:

#### 3.2.1 Environmental and physical factors

3.2.1.1 Probable corrosion of the particular metallic piping system in a specific environment (See Appendix 1).

3.2.1.2 The nature of the product being transported and working pressure of the piping system as related to design specifications.

3.2.1.3 Location of the piping system as related to density of population and frequency of visits by personnel

3.2.1.4 Location of the piping system as related to other facilities.

3.2.1.5 Stray direct current sources foreign to the system (See Section 9).

3.2.2 Economic factors: The course of action for dealing with corrosion should be based on minimizing the sum of the following estimates.

3.2.2.1 Costs of maintaining the piping system in service for its expected life (See Appendix 1).

3.2.2.2 Contingent costs of corrosion (See Appendix 2).

3.2.2.3 Costs of corrosion control (See Appendix 3).

## Section 4: Structure Design

### 4.1 Introduction

4.1.1 The purpose of this section is to provide accepted corrosion control practices for the design of an underground or submerged piping system. A corrosion engineer should be consulted during all phases of pipeline design and construction. These recommendations should not be construed as taking precedence over recognized electrical safety practices.

#### 4.2 Electrical isolation

4.2.1 Insulating devices consisting of flange assemblies, pre-fabricated insulating joints, unions, or couplings should be installed within piping systems where electrical isolation of portions of the system is required to facilitate the application of corrosion control. These devices should be properly rated for temperature, pressure, and dielectric strength. Installation of insulating devices should be avoided in enclosed areas where combustible atmospheres are likely to be present. Typical locations where electrical insulating devices may be considered are as follows:

4.2.1.1 Points at which facilities change ownership such as meter stations and well heads.

4.2.1.2 Connections to main line piping systems such as gathering or distribution system laterals.

4.2.1.3 Inlet and outlet piping of inline measuring and/or pressure regulating stations.

4.2.1.4 Compressor or pumping stations, either in the suction and discharge piping or in the main line immediately upstream and downstream of the station.

4.2.1.5 In stray current areas.

4.2.1.6 At the junction of dissimilar metals for protection against galvanic corrosion.

4.2.1.7 At the termination of service line connections and entrance piping to prevent electrical continuity with other metallic systems.

4.2.2 The need for lightning and fault current protection at insulating devices should be considered. Cable connections from insulating devices to arrestors should be short, direct, and of a size suitable for short term, high current loading.

4.2.3 Where metallic casings are required as part of the underground piping system, the pipeline should be electrically isolated from such casings.

4.2.4 Where casing seals are used, they should be installed to resist the entry of foreign matter into the casing.

4.2.5 Where electrical contact would adversely affect cathodic protection, piping systems should be electrically isolated from supporting pipe stanchions, bridge structures, tunnel enclosures, piling, or reinforced concrete foundations. However, piping can be attached directly to a bridge without insulation if insulating devices are installed on each side of the bridge to electrically isolate the bridge piping from adjacent underground piping.

4.2.6 Consideration should be given to the electrical properties of non-welded joints. Where it is the objective to assure electrical continuity, this should be achieved by either using fittings manufactured with this purpose in mind or effecting electrical continuity by bonding the mechanical joints in an approved manner. Conversely, if an insulating joint is required, a device manufactured to perform this function should be used. In either case, these fittings should be installed in accordance with the manufacturer's instructions.

4.2.7 River weights, pipeline anchors, and metallic reinforcement in weight coatings should be electrically isolated from the carrier pipe and installed so that coating damage will not occur.

4.2.8 Metallic curb boxes and valve enclosures should be designed, fabricated, and installed in such a manner that electrical isolation from the piping system will be maintained.

4.2.9 Where a metallic wall sleeve is used, and where it is intended to maintain electrical isolation between the sleeve and the pipe, insulating spacers should be used.

4.2.10 Underground piping systems should be installed so they will remain electrically isolated from all foreign underground metallic structures. Where practicable, a 12-inch minimum separation should be maintained between all buried metallic structures at crossings. Where it is impractical to achieve the recommended separation, insulating materials may be required between the structures or other methods used to maintain permanent electrical isolation.

4.2.11 A minimum separation of ten feet should be maintained between pipelines and transmission tower footings, grounding cables, and counterpoise. Regardless of separation, consideration should always be given to lightning and fault current protection of the pipeline(s).

#### 4.3 Coatings

4.3.1 New piping systems should be coated unless thorough investigations indicate that coatings are not required (see Section 5).

#### 4.4 Corrosion control test stations

4.4.1 Test stations for potential, current, or resistance measurements should be provided at sufficient locations to facilitate cathodic protection testing. Such locations may include but not be limited to the following:

- (a) Pipe casing installations
- (b) Foreign metallic structure crossings
- (c) Insulating joints
- (d) Waterway crossings
- (e) Bridge crossings
- (f) Valve stations
- (g) Galvanic anode installations

4.4.2 The span of pipe used for line current test stations should exclude:

- (a) Foreign metallic structure crossings
- (b) Lateral connections
- (c) Mechanical couplings or connections such as screwed joints, flanges, anode or rectifier attachments, or metallic bonds.

#### 4.4.3 Attachment of test lead wires to steel and other ferrous type pipes

4.4.3.1 Attention should be given to the manner of installation of test lead wires used for corrosion control testing to avoid harmful stress concentration in the pipe at the point of attachment.

4.4.3.2 Test lead wires are usually attached directly to the pipe by soldering or the thermit welding process using copper oxide and aluminum powder. Mechanical connections which remain secure and electrically conductive may also be used.

#### 4.4.4 Common methods of test lead wire attachment to aluminum pipes

4.4.4.1 Weld aluminum test lead wire to pipe using the TIG process (tungsten inert gas shielded arc). In order that the mechanical properties of the pipe not be adversely affected by the welding operation, welded attachments should be made at flanges or at butt weld joints.

4.4.4.2 Test lead wires (aluminum or copper) can be soldered to the aluminum pipe. If soft solders are used (low melting), a flux will be required. To insure freedom from corrosion, flux residue should be completely removed.

4.4.4.3 Mechanical connections which remain secure and electrically conductive may also be used.

#### 4.4.5 Coating of test lead wire attachments

4.4.5.1 All test lead wire attachments and all bare test lead wires should be coated with an electrically insulating material. Where the pipe is coated, the insulating material should be compatible with the pipe coating and wire insulation.

### 4.5 Cathodic protection

4.5.1 References should be made to Sections 6, 7, and 8 of this Recommended Practice for the design and installation of cathodic protection.

## Section 5: Coatings

### 5.1 Introduction

5.1.1 The purposes of this section are to recommend practices for the handling, inspection, and installation of piping systems coated with electrically insulating materials, and to identify minimum requirements for testing, evaluating, and selecting coating systems for corrosion control.

5.1.2 The function of such coatings in corrosion control is to isolate the external surface of underground and submerged piping from the environment. This can be substantially accomplished by different types of coatings. These coatings can be formed on the pipe surface or prefabricated as films or wrappers and then applied.

5.1.3 The method of treatment in this section is primarily by reference to other documents. It is important that the latest revision of the pertinent reference be used.

5.1.3.1 Table 1 is a general listing of all references used, giving title and sponsoring source. In this table each document is given a reference number for convenient use thereafter.

5.1.3.2 Table 2 is a listing of types of coating systems showing the appropriate references for material specifications and/or recommended practices for application.

5.1.3.3 Table 3 is a grouping of references of general use during installation and inspection, irrespective of coating type.

5.1.3.4 Table 4 is a list of coating system characteristics related to environmental conditions containing suggested laboratory test references for various properties.

5.1.3.5 Table 5 is a list of coating system characteristics related to design and construction, with appropriate suggested laboratory tests for evaluating these properties.

5.1.3.6 Table 6 lists the references that are useful in field evaluation of coating systems after the pipeline has been installed.



## 5.2 Handling, inspection, and installation

### 5.2.1 Handling

5.2.1.1 Damage to coating can be minimized by careful handling and by using proper pads and slings.

### 5.2.2 Inspection

5.2.2.1 The inspector should keep every phase of the coating operation under surveillance.

5.2.2.2 Coating thickness, temperatures, bonding, and other specific requirements should be checked periodically with suitable test equipment and compared with values in the written specifications. However, visual inspection by qualified personnel is adequate for most inspection requirements.

5.2.2.3 The use of holiday detectors is recommended to detect faults that would not be observed visually. The holiday detector should be operated in accordance with manufacturer's instructions.

### 5.2.3 Installation

5.2.3.1 All joints, fittings, and tie-ins should be coated with a material compatible with the existing coating.

5.2.3.2 All coating defects should be repaired.

5.2.3.3 All materials used to repair coatings must be compatible with existing pipe coating.

5.2.3.4 The ditch bottom should be graded and freed of rock or other foreign matter and projections so that the coating surfaces will bear on a smooth pad.

5.2.3.5 Pipe should be lowered carefully into the ditch, using padded slings.

5.2.3.6 Care should be taken when backfilling so that rocks and debris will not strike and damage the pipe coating.

## 5.3 Methods for evaluating coating systems

### 5.3.1 Established system proven by successful use

5.3.1.1 Coating systems that have given satisfactory service for at least five years should

continue to provide good service in the same environment. Such coating systems may be selected for use under similar conditions. Experience may indicate satisfactory service if no significant current increase attributable to deterioration of the coating system has been required to maintain adequate cathodic protection.

5.3.1.2 An alternate method of evaluating coating condition is by means given in NACE Publication "Methods for Measuring Leakage Conductance of Coating on Buried or Submerged Pipelines" (Ref. 6b, Table 1). This is recommended for use in making periodic measurements of the relative conductance of the coating in place.

### 5.3.2 Established or modified system for new environments

5.3.2.1 This method is intended for use where coating systems will continue to be used and are qualified under Section 5.3.1 but where application will be extended to new environments or where it is desired to revise a system to make use of new developments.

5.3.2.1.1 The use of applicable Material Requirements, Material Specifications, Standards and Recommended Practice for Application as given in Table 2 is recommended.

5.3.2.1.2 The use of applicable references in Table 3 is recommended unless previously covered in applicable references in Table 2.

### 5.3.3 New coating system by use of laboratory tests and in-service field performance

5.3.3.1 The purpose of this method is to qualify a new coating material by subjecting it to laboratory tests appropriate for the intended service. After laboratory tests have been conducted and indicate that the coating system appears to be suitable, application and installation is carried out in accordance with recommended practices. In-service field performance tests are made to confirm the success of the previous steps. The steps of the method are: (1) laboratory tests, (2) application under recommended practices, (3) installation under recommended practices, and (4) in-service field performance tests. If good results are obtained after five years, only Steps 2 and 3 are required thereafter.

5.3.3.1.1 Applicable sections of Tables 4 and 5 are recommended for the initial laboratory test methods.

5.3.3.1.2 Applicable sections of Tables 2 and 3 are recommended for conditional use during Steps 2 and 3.

5.3.3.1.3 During a period of five years or more, the use of the evaluation methods given in Table 6 after Item 1, 2, or 3 (or all three) is recommended. The test method of Item 4 may be used as a supplementary means for obtaining relative data for correlation with laboratory tests.

5.3.4 Method for evaluating a coating system by in-service field performance only

5.3.4.1 The purpose of this method is to qualify a coating system where none of the first three methods given in 5.3 have been or will be used. It is intended that this method should be limited to minor pilot installations.

5.3.4.1.1 The use of at least one of the first three methods given in Table 6 is recommended on the basis of at least one investigation per year for five consecutive years.

TABLE 1—Index of References

Reference Number	Title	Source*
1	a Standard for Coal-Tar Enamel Protective Coatings for Steel Water Pipe-AWWA-C203	AWWA 8310-D Committee
	b Coal-Tar Coatings for Underground Use	NACE
	c Synthetic Resin Primer for Coal-Tar Enamel, Research Report No. 8, U S Dept of the Interior, Bureau of Reclamation	U S Govt. Printing Office
2	a Asphalt Type Protective Coatings for Underground Pipelines—Mastic Systems	NACE
	b Asphalt Type Protective Coatings for Underground Pipelines—Wrapped Systems	NACE
	c Asphalt Protective Coatings for Pipelines—Construction Series No. 96—Wrapped and Mastic Systems	The Asphalt Institute
	d Asphalt Type Protective Coatings for Underground Pipelines	NACE
3	Hot-Applied Wax Type Protective Coatings and Wrappers for Underground Pipelines	NACE
4	Prefabricated Plastic Films for Pipeline Coatings	NACE
5	a "Control of Pipeline Corrosion," pp. 9-18, A. W. Peabody, NACE, Dec. 1967	NACE
	b Recommended Practices Associated with the Application of Organic Coatings to the External Surface of Steel Pipe for Underground Use	NACE
6	a "Pipeline Corrosion and Cathodic Protection," pp. 136-145, Marshall E. Parker, Gulf Publishing Co., 1962	Gulf Publishing Company
	b Methods for Measuring Leakage Conductance of Coating on Buried or Submerged Pipelines	NACE
	c Inspection of Pipeline Coatings	NACE

(Continued on Next Page)

**TABLE I--Index of References (Cont'd.)**

Reference Number	Title	Source
7	"Underground Corrosion," pp. 180-186, Nat. Bureau of Standards, Circular 579, April 1957	Clearinghouse, U.S. Dept. of Commerce
8	Method of Test for Measurement of Film Thickness of Pipeline Coatings on Steel	ASTM G12-68T
9	Method of Test for Cathodic Disbonding of Pipeline Coatings	ASTM G8-68T
10	Method of Test for Water Penetration into Pipeline Coatings	ASTM G9-68T
11	a Method of Test for Rockwell Hardness of Plastics and Electrical Insulating Materials	ASTM D785-65
	b Method of Test for Penetration of Bituminous Materials	ASTM D5-61
	c Method of Test for Indentation Hardness of Rubber and Plastics by Means of a Durometer	ASTM D2240-64T
12	a "Underground Corrosion," pp. 134-135, Nat. Bureau of Standards, Circular 579, April 1957	Clearinghouse, U. S. Dept. of Commerce
	b Method of Test for Shrinkage Factor of Soils	ASTM D427-61
13	a Method of Test for Resistance of Plastics to Chemical Reagents	ASTM D543-65
	b Test Method for Resistance of Plastics to Chemical Reagents, Fed. Test Std. No. 406, Method 7011	General Services Adm.
14	a Method for Thermal Evaluation of Rigid Electrical Insulating Materials	ASTM D2304-64T
	b Recommended Practice for Determining the Effect of Overbaking on Organic Coatings	ASTM D2454-66T
	c Method of Test for Coatings Designed to Be Resistant to Elevated Temperatures During Their Service Life	ASTM D2485-66T
15	a Recommended Practice for Determining Resistance of Plastics to Fungi	ASTM D1924-63T
	b Test Method for Mildew Resistance of Plastics by Mixed Culture Method, Agar Medium, Fed. Test Std. No. 406, Method 6091	General Services Adm.
	c Military Specification and Test Method for Fungus Resistance, MIL-F-8261A (USAF)	U. S. Naval Publication
16	Method of Test of Effects of Outdoor Weathering on Pipeline Coating	ASTM G11-68T
17	Method of Test for Abrasion Resistance of Pipeline Coatings (Rolling Drum Method)	ASTM G6-68T
18	Method of Test for the Bendability of Pipeline Coatings	ASTM G10-68T

(Continued on Next Page)

TABLE 1--Index of References (Cont'd.)

Reference Number	Title	Source*
19	a Method of Test for Adhesion of Coatings of Paint, Varnish, Lacquer and Related Products	ASTM D2197-63T
	b Methods of Test for Adhesion of Organic Coatings	ASTM D2197-67T
20	a Method of Test for Impact Resistance of Pipeline Coatings (Limestone Drop Test)	ASTM G13-68T
	b Method of Test for Impact Resistance of Pipeline Coatings (Falling Weight Test)	ASTM G14-68T

\*Addresses of sources.

American Society for Testing and Materials, 1916 Race Street, Philadelphia, Pa 19103.  
 American Water Works Association, 2 Park Ave., New York, N. Y. 10016.  
 Asphalt Institute, Asphalt Institute Bldg., College Park, Maryland 20740.  
 Clearinghouse, U. S. Department of Commerce, Springfield, Va., 22151. (NBS Circular 579 is out of print but is reproduced as PB-168350 Underground Corrosion for \$3.)

General Services Administration, Business Service Center, Washington, D. C. 20025.  
 Gulf Publishing Company, 3301 Allen Parkway, Houston, Texas.  
 National Association of Corrosion Engineers, 2400 West Loop South, Houston, Texas 77027.  
 U. S. Government Printing Office, Washington, D. C. 20402.  
 U. S. Naval Publications and Forms Center, 5801 Tabor Road, Philadelphia, Pa 19120

TABLE 2--Generic Coating Systems With Material Requirements and Recommended Practice for Application

(NOTE: Many other references are available and this table is not comprehensive. Listing does not constitute endorsement of any coating system in preference to another. Omission of a system may be due to unavailability of reference standards or lack of data.)

Item No.	Generic Coating System	References (See Table 1)
1	Coal Tar	1
2	Asphalt	2
3	Wax	3
4	Prefabricated Films	4
5	Thin-Film Coatings	5

TABLE 3--References for General Use in the Installation and Inspection of Coating Systems for Underground Piping

Item No.	Reference	Ref. No. (See Table 1)
1	Application of Organic Pipeline Coatings	5
2	Film Thickness of Pipeline Coatings	8
3	Inspection of Pipeline Coatings	6

TABLE 4--Coating System Characteristics Relative to Environmental Conditions

(NOTE. Apply only those factors that are pertinent to the installation.)

Item No.	Environmental Factor	Recommended Test Methods <sup>(1)</sup> (See Table 1 for References)
1	General Underground Exposure with or without Cathodic Protection	9
2	Resistance to Water Penetration and Its Effect on Choice of Coating Thickness	10
3	Resistance to Penetration by Stones in Backfill	11
4	Soil Stress	12
5	Resistance to Specific Liquids not Normally Encountered in Virgin Soil	13
6	Resistance to Thermal Effects	14
7	Suitability of Supplementary Materials for Joint Coating and Field Repairs	9, 10
8	Resistance to Micro-organisms	15

<sup>(1)</sup>No specific criteria are available. Comparative tests are recommended subject to evaluation as supplementary information only

**TABLE 5—Coating System Characteristics  
Related to Design and Construction**

(NOTE. Apply only those factors that are pertinent to the installation.)

Item No.	Design & Construction Factor	Recommended Test Methods* (See Table 1 for References)
1	Yard Storage, Weathering	16
2	Yard Storage, Penetration Under Load	11
3	Handling Resistance, Abrasion	17
4	Handling Resistance, Impact	20
5	Field Bending Ability	18
6	Driving Ability (Resistance to Sliding Abrasion)	19
7	Special Requirements for Mill-Applied Coating	1, 2, 3, 4, 5
8	Special Requirements for Application of Coating Over the Ditch	1, 2, 3, 4, 5
9	Backfill Resistance	20
10	Resistance to Thermal Effects	14
11	Suitability of Joint Coatings and Field Repairs	9, 10

\*No specific criteria are available. Comparative tests are recommended subject to evaluation on basis of any tolerable compensating measures that may be required.

**TABLE 6—Methods for Evaluating In-Service Field Performance**

Item No.	Ref. No. (See Table 1)	Title or Subject of Method	Criteria or Basis for Rating
1	6	Measuring Leakage Conductance of Pipeline Coatings	Comparison of initial measurements with subsequent periodic measurements
2	7	Rate of Change in Current Required for Cathodic Protection	Comparison of initial current requirement with subsequent periodic determination of current requirement
3	6	Inspection of Pipeline Coatings	a. With cathodic protection: No active corrosion found b. Without cathodic protection: No new holidays showing active corrosion
4	9	Cathodic Disbondment	Purpose is to obtain data relative to specific conditions for comparison with laboratory data

## Section 6: Criteria for Cathodic Protection

### 6.1 Introduction

6.1.1 The purpose of this section is to list criteria for cathodic protection which, when complied with either separately or collectively, will indicate that adequate cathodic protection of a metallic system in its electrolyte has been achieved.

### 6.2 General

6.2.1 The objective of using cathodic protection is to control the corrosion of metallic surfaces in contact with electrolytes.

6.2.2 The selection of a particular criterion for achieving the objective in 6.2.1 depends, in part, upon past experience with similar structures and environments wherein the criterion has been used successfully.

6.2.3 The criteria in Section 6.3 have been developed through laboratory experiment or empirically determined by evaluating data obtained from successfully operated cathodic protection systems. It is not intended that the Corrosion Engineer be limited to these criteria if it can be demonstrated that the control of corrosion has been otherwise achieved.

### 6.3 Criteria

#### 6.3.1 Steel and cast iron structures

6.3.1.1 A negative (cathodic) voltage of at least 0.85 volt as measured between the structure surface and a saturated copper-copper sulfate half cell contacting the electrolyte. Determination of this voltage is to be made with the protective current applied. The Corrosion Engineer shall consider voltage (IR) drops other than those across the structure-electrolyte boundary for valid interpretation of the voltage measurement.

6.3.1.2 A negative (cathodic) voltage shift of at least 300 mv as measured between the structure surface and a saturated copper-copper sulfate half cell contacting the electrolyte. Determination of this voltage shift is to be made with the protective current applied. This criterion of voltage shift applies to structures not in contact with dissimilar metals. The Corrosion Engineer shall consider voltage (IR) drops other than those across the structure-electrolyte boundary for valid interpretation of the voltage measurements.

6.3.1.3 A minimum negative (cathodic) polarization voltage shift of 100 millivolts measured between the structure surface and a saturated copper-copper sulfate half cell contacting the electrolyte. This polarization voltage shift is to be determined by interrupting the protective current and measuring the polarization decay. When the current is initially interrupted, an immediate voltage shift will occur. The voltage reading, after the immediate shift, shall be used as the base reading from which to measure polarization decay.

6.3.1.4 A voltage at least as negative (cathodic) as that originally established at the beginning of the Tafel segment of the E-log-I curve. This voltage shall be measured between the structure surface and a saturated copper-copper sulfate half cell contacting the electrolyte.

6.3.1.5 A net protective current from the electrolyte into the structure surface as measured by an earth current technique applied at predetermined current discharge (anodic) points of the structure.

#### 6.3.2 Aluminum structures

6.3.2.1 A minimum negative (cathodic) voltage shift of 150 millivolts, produced by the application of protective current. The voltage shift is measured between the structure surface and a saturated copper-copper sulfate half cell contacting the electrolyte. The Corrosion Engineer shall consider voltage (IR) drops other than those across the structure-electrolyte boundary for valid interpretation of the voltage measurements. See precautionary notes in 6.3.2.3 and 6.3.2.4.

6.3.2.2 A minimum negative (cathodic) polarization voltage shift of 100 millivolts measured between the structure surface and a saturated copper-copper sulfate half cell contacting the electrolyte. This polarization voltage shift is to be determined by interrupting the protective current and measuring polarization decay. When the current is initially interrupted, an immediate voltage shift will occur. The voltage reading, after the immediate shift, shall be used as the base reading from which to measure polarization decay. See precautionary notes in 6.3.2.3 and 6.3.2.4.

**6.3.2.3 PRECAUTIONARY NOTE** - excessive voltages: Notwithstanding the alternative minimum criteria in 6.3.2.1 and 6.3.2.2, aluminum, if cathodically protected at voltages in excess of 1.20 volts measured between the structure surface and a saturated copper-copper sulfate half cell contacting the electrolyte and compensated for the voltage (IR) drops other than those across the structure-electrolyte boundary, may suffer corrosion resulting from the build-up of alkali on the metal surface. A voltage in excess of 1.20 volts should not be used unless previous test results indicate no appreciable corrosion will occur in the particular environment.

**6.3.2.4 PRECAUTIONARY NOTE** - alkaline soil conditions: Since aluminum may suffer from corrosion under high pH conditions and since application of cathodic protection tends to increase the pH at the metal surface, careful investigation or testing should be made before applying cathodic protection to stop pitting attack on aluminum structures in environments with a natural pH in excess of 8.0.

### **6.3.3 Copper structures**

**6.3.3.1** A minimum negative (cathodic) polarization voltage shift of 100 millivolts measured between the structure surface and a saturated copper-copper sulfate half cell in the electrolyte. This polarization voltage shift is to be determined by interrupting the protective current and measuring the polarization decay. When the current is initially interrupted, an immediate voltage shift will occur. The voltage reading, after the immediate shift, shall be used as the base reading from which to measure polarization decay.

### **6.3.4 Dissimilar metal structure**

**6.3.4.1** A negative (cathodic) voltage, between all structure surfaces and a saturated copper-copper sulfate half cell contacting the electrolyte, equal to that required for the most anodic metal should be maintained. If amphoteric structures are involved that could be damaged by high alkalinity (see precautionary notes 6.3.2.3 and 6.3.2.4), they should be electrically isolated with insulating flanges, or the equivalent.

## **6.4 Alternate reference half cells**

**6.4.1** Other standard reference half cells may be substituted for the saturated copper-copper sulfate half cells. Two commonly used reference half cells are listed below along with their voltage equivalent to -0.85 volt referred to a saturated copper-copper sulfate half cell:

**6.4.1.1 Saturated KCl calomel half cell: -0.78 volt**

**6.4.1.2 Silver-silver chloride half cell used in sea water: -0.80 volt**

**6.4.2** In addition to these standard reference half cells, an alternate metallic material or structure may be used in place of the saturated copper-copper sulfate half cell if the stability of its electrode potential is assured and if its voltage equivalent referred to a saturated copper-copper sulfate half cell is established.

## **6.5 Special considerations**

**6.5.1** Voltage measurements on pipelines are to be made with the half cell located on the electrolyte surface as close as possible to the pipeline. Such measurements on all other structures are to be made with the half cell positioned as close as feasible to the structure surface being investigated. The Corrosion Engineer shall consider voltage (IR) drops other than those across the structure-electrolyte boundary and the influence of other structures for valid interpretation of his voltage measurements.

**6.5.2** No one criterion for evaluating the effectiveness of cathodic protection has proven to be satisfactory for all conditions. Often a combination of criteria is needed for a single structure.

**6.5.3** Special cases may exist which require the use of criteria different from those listed above. Measurements of current loss and gain on the structure and current tracing in the electrolyte have been useful in such cases.

**6.5.4** Abnormal conditions sometimes exist where cathodic protection is ineffective or only partially effective. Such conditions may include elevated temperatures, stray electrical fields, shielding, presence of sulfate reducing bacteria, and unusual contaminants in the electrolyte.

## Bibliography for Section 6

### Criteria for Copper

W. J. Schwerdtfeger. Cathodic Protection of Copper in a Severely Corrosive Soil. *Materials Protection*, 7, 43 (1968) September

### Criteria for Aluminum

W. J. Schwerdtfeger. Effects of Cathodic Current on the Corrosion of an Aluminum Alloy. *Journal Research, National Bureau of Standards*, 68c, 283 (1964) October-December.

Recommended Practice for Cathodic Protection (NACI Publication 2M263). *Materials Protection*, 2, 106 (1963) October.

### Criteria for Steel and Cast Iron

R. J. Kuhn. Cathodic Protection of Underground Pipelines Against Soil Corrosion. *Proceedings American Petroleum Institute*, (IV), 14, 153 (1953)

W. J. Schwerdtfeger and O. N. McDorman. Potential and Current Requirements for the Cathodic Protection of Steel in Soils. *Journal Research, National Bureau of Standards*, 47, 104 (1951) and *Corrosion*, 8, 391 (1952) November.

J. M. Pearson. Electrical Instruments and Measurements in Cathodic Protection. *Corrosion*, 3, 549 (1947).

L. P. Sudrabin and F. W. Ringer. Some Observations on Cathodic Protection Criteria. (NACE Publication 2C157). *Corrosion*, 13, 351t (1957) May. Discussion on this paper. *Corrosion*, 13, 835t (1957) December.

Scott P. Fwing. Potential Measurements for Determination of Cathodic Protection Requirements. *Corrosion*, 7, 410 (1951).

J. W. Haycock. *Corrosion*, 13, 767 (1957)

J. M. Pearson. Contributions of J. M. Pearson to Mitigation of Underground Corrosion, NACI Publication 56-11

B. McCollum and K. H. Logan. National Bureau of Standards Technical Paper No. 351 (1927).

J. M. Pearson. Null Methods Applied to Corrosion Measurements. *Transaction Electrochemical Society*, No. 81, 435 (1942).

R. W. Kubit. I-Log I Relationship to Polarization, NACE Conference (1968).

E. P. Doremus and T. L. Canfield. The Surface Potential Survey Can Detect Pipeline Corrosion Damage. *Materials Protection* (1967) September.

"Underground Corrosion," pp 180-186, National Bureau of Standards, Circular 579, April, 1957 (Available from Clearinghouse, U. S. Dept. of Commerce, Springfield, Va. 22151)

*Corrosion*, 13, 351t (1957) May. Discussion on this paper. *Corrosion*, 13, 835t (1957) December.

## Section 7: Design of Cathodic Protection Systems

### 7.1 Introduction

7.1.1 The purpose of this section is to recommend procedures for designing cathodic protection systems which will provide effective corrosion control, as indicated by satisfying one or more of the criteria listed in Section 6, and which will exhibit maximum reliability over their intended operating life.

7.1.2 In the design of a cathodic protection system, the Corrosion Engineer's responsibilities should include the following:

7.1.2.1 Specifying of materials and installation practices to conform with applicable codes, NEMA Standards, and Recommended Practices of the National Association of Corrosion Engineers.

7.1.2.2 Specification of materials and installation practices to conform with applicable codes, NEMA Standards, and Recommended Practices of the National Association of Corrosion Engineers.

7.1.2.3 Selection and design of the cathodic protection system for optimum economy of installation, maintenance, and operation.

7.1.2.4 Selection and specification of materials and installation practices which will assure dependable operation throughout the intended operating life of the cathodic protection system.

7.1.2.5 Selection of a system to minimize excessive protective currents or earth potential gradients, which can cause detrimental effects on pipe, coating, or neighboring buried or submerged metallic structures.

7.1.2.6 Direction of cooperative investigations to determine mutually satisfactory solution(s) of interference problems (See Section 9).

### 7.2 Major objectives of cathodic protection system design

7.2.1 Deliver sufficient current to the structure to be protected and distribute this current so that the selected criterion(a) for cathodic protection is (are) efficiently attained.

7.2.2 Minimize the interference currents on neighboring underground structures (see Section 9).

7.2.3 Provide a design life of the anode system commensurate with the required life of the protected



structure, or provide for periodic rehabilitation of the anode system.

7.2.4 Provide adequate allowance for anticipated changes in current requirements with time.

7.2.5 Placement of anodes where the possibility of disturbance or damage is minimal.

### 7.3 Information useful for design

#### 7.3.1 Piping system specifications and practices

- (a) Route maps and atlas sheets
- (b) Construction dates
- (c) Pipe, fittings, and other appurtenances
- (d) Coatings
- (e) Casings
- (f) Corrosion control test stations
- (g) Electrically insulating devices
- (h) Electrical bonds
- (i) Aerial, bridge, and underwater crossings

#### 7.3.2 Piping system site conditions

- (a) Existing and proposed cathodic protection systems
- (b) Possible interference sources (see Section 9)
- (c) Special environmental condition
- (d) Neighboring buried metallic structures (including location, ownership, and corrosion control practices)
- (e) Structure accessibility
- (f) Power availability
- (g) Feasibility of electrical isolation from foreign structures

#### 7.3.3 Field survey, corrosion test data, and operating experience

- (a) Protective current requirements to meet applicable criteria
- (b) Electrolyte resistivities
- (c) Electrical continuity
- (d) Electrical isolation
- (e) Coating integrity
- (f) Cumulative leak history
- (g) Interference currents
- (h) Deviation from construction specifications
- (i) Other maintenance and operating data

7.3.4 Field survey work prior to actual application of cathodic protection is not always required if prior experience or test data is available to estimate current requirements and electrolyte resistivities.

### 7.4 Types of cathodic protection systems

#### 7.4.1 Galvanic anode systems

7.4.1.1 Galvanic anodes can be magnesium, zinc, or aluminum. These are installed in the soil or water either bare or packaged in a special backfill. The anodes are connected to the pipe with an insulated lead wire either directly or, when installed in groups, indirectly through a header cable.

#### 7.4.2 Impressed current anode systems

7.4.2.1 Impressed current anodes can be graphite, high silicon cast iron, lead-silver alloy, platinum, or scrap steel. These anodes are installed in the soil or water either bare or in special backfill material. They are connected with an insulated lead wire either directly or, when installed in groups, indirectly through a header cable to the positive terminal of a direct current source, such as a rectifier or generator. The negative terminal of the direct current source, in turn, is connected to the pipeline.

## 7.5 Considerations that influence selection of the type of cathodic protection systems

7.5.1 Stray currents causing significant potential fluctuations between the pipeline and earth may preclude the use of galvanic anodes.

7.5.2 The lack of a source of external power may preclude the use of an impressed current system.

7.5.3 On pipelines where stray currents are not present and where an external power source is available, the magnitude of protective current required is a dominant factor. The feasibility of protection with galvanic anodes can be established when current requirements, electrolyte resistivity, and anode-to-pipe voltage have been reasonably estimated, calculated, or determined by field testing.

7.5.4 The physical space available, problems of easement procurement, surface conditions, presence of streets and buildings, river crossings and other construction and maintenance aspects should be considered.

7.5.5 Future development of the right-of-way area is a factor to be considered in light of anticipated interference problems, damage to, or loss of, cathodic protection equipment, contamination or changes in the electrolyte due to deicing salts, industrial wastes, fill, and future extensions to the pipeline.

## 7.6 Factors determining anode current output, operating life, and efficiency

7.6.1 Various anode materials have different rates of deterioration when discharging a given current density from the anode surface in a specific environment. Therefore, for a given current output, the anode life will depend on the anode material as well as the anode weight and the number of anodes in the cathodic protection system. Established anode performance data may be used to calculate the probable deterioration rate.

7.6.2 Data on the dimensions, depth and configuration of the anodes and electrolyte resistivities may be used to calculate the resultant resistance-to-electrolyte of the anode system. Formulae and graphs relating these factors are available.

7.6.3 Proper design of a galvanic anode system must consider pipe-to-anode potential with resultant current output and, in special cases, anode lead wire resistance.

7.6.4 Where galvanic anodes are installed individually or in large numbers, there are many situations where it is impractical to individually design each installation. In such cases, the use of statistical techniques is suggested to determine the anode design that will best provide cathodic protection in a high percentage of installations. Sampling techniques can be used to establish the success of such anode designs as a percentage of the total installations.

7.6.5 Galvanic anode performance in most soils can be improved by using special backfill material. Mixtures of gypsum, bentonite, and salt cake (sodium sulfate) are most commonly used.

7.6.6 The number of impressed current anodes required can be reduced and their useful life lengthened by the use of special backfill around the anodes. The most common materials are coal coke, calcined petroleum coke, and natural or manufactured graphite.

7.6.7 In the design of an extensive distributed impressed current anode system, the voltage and current attenuation along the anode connecting wire should be considered. In such cases, the design objective is to optimize anode system length, anode spacing and size, and conductor size in order to achieve efficient corrosion control at the extremities of the protected structure.

7.6.8 Where it is anticipated that entrapment of gas generated by anodic reaction could impair the ability of the impressed current grounded to deliver the required current, suitable provision should be made for venting the anodes. An increase in the number of anodes may reduce gas blockage.

7.6.9 Where it is anticipated that electro-osmotic effects could impair the ability of the impressed current grounded to deliver the required current output, suitable provisions should be made to ensure adequate soil moisture around the anodes. Increasing the number of impressed current anodes may further reduce the electro-osmotic effect.

## 7.7 Design drawings and specifications

7.7.1 Suitable drawings should be prepared to designate the over-all layout of the piping to be protected and the location of major or significant items of structure hardware, corrosion control test stations, electrical bonds, electrical insulators, and neighboring buried or submerged metallic structures.

7.7.2 Layout drawings should be prepared for each impressed current cathodic protection installation, showing the details and location of the components of the cathodic protection system with respect to the protected structure(s) and to major physical landmarks. These drawings should include right-of-way information.

7.7.3 The locations of galvanic anode installations should be recorded on drawings or in tabular form, with appropriate notes as to anode type, weight, spacing, depth, and backfill.

7.7.4 Specifications should be prepared for all materials and installation practices which are to be incorporated in the cathodic protection system.

## Bibliography for Section 7

- H. B. Dwight. Calculation of Resistance to Ground. *Electrical Engineering*, 55, 1319-28 (1936)
- Reinhold Rudenberg. Grounding Principles and Practices. *Electrical Engineering*, 64, 1-13 (1945).
- A. W. Peabody. *Control of Pipeline Corrosion*, National Association of Corrosion Engineers, 116-19 and 94-100 (1967) December.
- P. F. George, J. J. Newport and J. L. Nichols. A High Potential Magnesium Anode. *Corrosion*, 12, 627t-633t (1966) December.
- H. A. Robinson and P. F. George. Effect of Alloying and Impurity Elements in Magnesium Cast Anodes. *Corrosion* (1954) June.
- Final Report on Four Annual Anode Inspections. NACE Publication 2B156.
- Use of High Silicon Cast Iron for Anodes. NACE Publication 2B160.
- Gordon Doremus and Jack G. Davis. Marine Anodes—The Old and New. *Materials Protection* (1967).
- Marshall E. Parker. *Pipe Line Corrosion and Cathodic Protection, A Field Manual*, Gulf Publishing Company (1962).

## Section 8: Installation of Cathodic Protection Systems

### 8.1 Introduction

8.1.1 The purpose of this section is to recommend procedures that will result in the installation of cathodic protection systems that achieve protection of the structure when design considerations recommended in Sections 4 and 7 have been followed.

### 8.2 Construction specifications

8.2.1 All construction work performed on cathodic protection systems should be done in accordance with construction drawings and specifications. The construction specifications should be in accordance with recommended practices in Sections 4 and 7.

### 8.3 Construction supervision

8.3.1 All construction work performed on cathodic protection systems should be under the surveillance

of a trained and qualified inspector. It should be the inspector's function to verify that the installation is made in strict accord with the drawings and specifications or that exceptions are made only with the express consent of the engineer where he can demonstrate that the effectiveness of the system is not impaired. It should be the inspector's additional function to verify that construction methods and techniques are in accord with good practices.

8.3.2 All deviations from construction specifications should be noted on as-built plans.

### 8.4 Galvanic anodes

#### 8.4.1 Inspection and handling

8.4.1.1 Packaged anodes should be inspected and steps taken to assure that backfill material completely surrounds the anode. The

individual container for the backfill material and anode should be intact. If individually packaged anodes are supplied in waterproof containers, that container must be removed before installation. Packaged anodes should be kept dry during storage.

**8.4.1.2** Lead wire must be securely connected to the anode. Lead wire should be inspected for assurance that it is not damaged.

**8.4.1.3** Other galvanic anodes, such as unpackaged "bracelet" type or ribbon, should be inspected for assurance that dimensions conform to design specifications and that any damage during handling does not affect application. If a coating is used on bands and inner side of "bracelet" anode segments, it should be inspected and, if damaged, the coating should be repaired before the anodes are installed.

#### **8.4.2** Test lead wire connections (also see 4.4.3)

**8.4.2.1** Pipe and test lead wires should be clean, dry, and free of foreign materials at points of connection when the connections are made. Connections of test lead wires to pipe must be installed so they will remain mechanically secure and electrically conductive.

**8.4.2.2** All test lead wire attachments and all bare test lead wires should be coated with an electrically insulating material. Where the pipe is coated, the insulating material should be compatible with the pipe coating and wire insulation.

#### **8.4.3** Installing anodes

**8.4.3.1** Anodes should be installed according to construction specifications.

**8.4.3.2** Packaged galvanic anodes should be backfilled with compacted native soil. Where anodes and special chemical backfill are pro-

vided separately, anodes should be centered in special backfill which should be compacted prior to backfilling with native soil. Care should be exercised so that lead wires and connections are not damaged during backfill operations. Sufficient slack should exist in lead wires to avoid strain.

**8.4.3.3** Where bracelet type anodes are used, pipe coating beneath the anode should be free of holidays. Care should be taken to prevent damage to the coating when installing bracelet anodes. After application of concrete to joint of pipe, all coating and concrete should be removed from anode surface. If reinforced concrete is used, there should be no metallic contact between anode and reinforcing mesh or between reinforcing mesh and pipe. Concrete coating and bracelet anode should have the same outside diameter.

**8.4.3.4** Where ribbon type anode is used, it can be trenched or plowed in, with or without special chemical backfill as specified, generally parallel to the section of pipeline to be protected.

### **8.5** Impressed current systems

#### **8.5.1** Inspection and handling

**8.5.1.1** The rectifier or other power source should be inspected for assurance that internal connections are mechanically secure and that no damage is apparent. Rating of the direct current power source should comply with construction specifications. Care should be exercised in handling and installing.

**8.5.1.2** Impressed current anodes should be inspected for conformance to specifications, as to correct anode material and size, length of lead wire, and that cap is secure if used. Care should be exercised to avoid cracking or damaging anodes during handling and installation.

**8.5.1.3** Lead wire should be carefully inspected to detect defects in insulation. Care should be taken to avoid damage to insulation

on wire. Defects in the lead wire must be repaired or the anode must be rejected.

8.5.1.4 Anode backfill material should conform to specifications.

## 8.5.2 Installation provisions

8.5.2.1 Rectifier or other power source should be installed so that possibility of damage or vandalism is minimized.

8.5.2.2 Wiring to rectifiers shall comply with local and national electrical codes and requirements of utility supplying power. An external disconnect switch on a-c wiring should be provided. Rectifier case shall be properly grounded.

8.5.2.3 On thermoelectric generators a reverse current device should be installed to prevent galvanic action between anode bed and pipe if flame is extinguished.

8.5.2.4 Impressed current anodes can be buried vertically, horizontally, or in deep holes as indicated in construction specifications. In all cases backfill material should be compacted to assure there are no voids around anodes. Care should be exercised during backfilling to avoid damage to the anode and wire.

8.5.2.5 The conductor (negative lead wire) to pipe should be connected as in 3.4.2. Conductor connections to the rectifier must be mechanically secure and electrically conductive. Before the power source is energized, it must be verified that the negative conductor is connected to the structure to be protected and that the positive conductor is connected to the anodes. After the direct current power source has been energized following authorization by the Corrosion Engineer, suitable measurements should be made to verify that these connections are correct.

8.5.2.6 Underground splices on header cable (positive lead wire) to groundbed should be kept to a minimum. Connections between header cable and conductors from anodes

should be mechanically secure and electrically conductive. If buried or submerged, these connections must be sealed to prevent moisture penetration so that electrical isolation is assured

8.5.2.7 Care must be taken when installing direct burial cable to the anodes (positive lead wire) to avoid damage to insulation. Sufficient slack should be left to avoid strain on all wires. Backfill material around the cable should be free of rocks and foreign matter that might cause damage to the wire insulation when wire is installed in trench. Cable can be installed by plowing if proper precautions are taken.

8.5.2.8 If insulation integrity on the buried or submerged header cable (positive lead wire), including splices, is not maintained, this cable will fail as a result of accelerated corrosion.

## 8.6 Corrosion control test stations and bonds (see Section 4.4)

### 8.6.1 Installation provisions

8.6.1.1 Underground connections of conductor to pipe should conform to 8.4.2.

8.6.1.2 Conductors should be color coded or otherwise permanently identified. Wire should be installed with slack. Damage to insulation should be avoided, but repairs should be made if damage occurs. Test leads should not be exposed to excessive heat and sunlight. Above ground test stations are preferred. If test stations are flush with the ground, adequate conductor slack should be provided within the test station to facilitate test connections.

8.6.1.3 Conductor connections at bonds to other structures or across insulating joints should be mechanically secure, electrically conductive, and suitably coated. Bond connections should be accessible for testing.

## 8.7 Other considerations

### 8.7.1 Casing installations

8.7.1.1 Sufficient inspection should be made for assurance that no metallic contacts exist or are likely to develop between casing and carrier pipe. (Also see Sections 4.2.3, 4.2.4, and 10.7.7)

8.7.2 Insulating devices

8.7.2.1 Inspection and electrical measurements should assure that electrical isolation is adequate.

## Section 9: Control of Interference Currents

### 9.1 Introduction

9.1.1 The purpose of this section is to recommend practices for the detection and control of interference currents. The mechanism and detrimental effects are described.

### 9.2 Mechanism of interference current corrosion (stray current corrosion)

9.2.1 Interference current corrosion on buried or submerged metallic structures differs from other causes of corrosion damage in that the direct current, which causes the corrosion, has a source foreign to the affected structure. Usually the interfering current is collected from the electrolyte by the affected structure from a direct current source not metallically bonded to the affected structure.

9.2.1.1 Detrimental effects of interference currents usually occur at locations where the currents are discharged from the affected structure to the electrolyte.

9.2.1.2 Amphoteric metal structures, such as aluminum and lead may be subject to corrosion damage from a build-up of alkalinity at or near the metal surface collecting interference currents

9.2.1.3 Coatings may become disbonded at the area where potential gradients in the electrolyte force current onto the affected structure. This interference effect, of itself, is not considered damaging to non-amphoteric metals. However, as the coating becomes disbonded, more area of metal will be exposed. This can increase the demand for

cathodic protection current and may create shielding problems.

9.2.2 The severity of corrosion (metal loss) resulting from interference currents depends on several factors:

9.2.2.1 Separation and routing of the interfering and affected structures and location of the interfering current source.

9.2.2.2 Magnitude and density of the current.

9.2.2.3 Quality of the coating, or absence of a coating on the affected structures.

9.2.2.4 Location of high resistance joints.

### 9.2.3 Sources of interference currents

9.2.3.1 Constant current: These sources have essentially constant direct current output, such as cathodic protection rectifiers and thermoelectric generators

9.2.3.2 Fluctuating current: These sources have a fluctuating direct current output such as direct current electrified railway systems, coal mine haulage systems and pumps, welding machines, direct current power systems, and telluric currents.

### 9.3 Detection of interference currents

9.3.1 During corrosion control surveys, personnel should be alert for electrical or physical observations

which could indicate interference from a neighboring source.

9.3.1.1 Structure-to-soil potential changes on the affected structure caused by the foreign direct current source.

9.3.1.2 Changes in line current magnitude or direction caused by the foreign direct current source.

9.3.1.3 Localized pitting in areas near to, or immediately adjacent to, a foreign structure.

9.3.1.4 Breakdown of non-conducting protective coatings in a localized area near an anode bed, near a foreign structure under cathodic protection, or near any other source of stray direct current.

9.3.2 In areas where interference currents are suspected, appropriate tests should be conducted. Any one or combination of the following test methods can be employed:

9.3.2.1 Measurement of structure-to-soil potentials with recording or indicating instruments.

9.3.2.2 Measurement of current flowing on the structure with indicating or recording instruments.

9.3.2.3 Development of Beta curves to locate area of maximum current discharge from the affected structure (See Appendix 4).

9.3.2.4 Measurement of the variations in current output of the suspected source of interference current and correlation with measurements obtained in Sections 9.3.2.1 and 9.3.2.2.

9.4 General methods for resolving interference corrosion problems. (It should be understood that interference problems are individual ones and the solution should be mutually satisfactory to the parties involved.)

9.4.1 Prevention of the pick-up or limitation of the flow of interfering current through a buried or submerged metallic structure.

9.4.2 Removal of the detrimental effects of interfering current from a buried metallic conductor by connection to the return side of the interfering current source.

9.4.3 Counteraction of the effect of interfering current by means of cathodic protection.

9.4.4 Removal or relocation of interfering current source.

9.5 Specific methods of resolving interference corrosion problems. (These methods may be used individually or in combination.)

9.5.1 Design and installation of metallic bonds of proper resistance between the affected structures is a common technique of interference control. The metallic bond electrically conducts the interference current from an affected structure to the interfering structure and/or current source.

9.5.1.1 Uni-directional control devices, such as diodes or reverse current switches, may be required in metallic bonds if fluctuating currents are present. These devices prevent reversal of current flow.

9.5.1.2 A resistor may be necessary in the metallic bond circuit to control the flow of electrical current from the affected to the interfering structure. At the proper bond resistance, the discharge of interfering current from the structure to electrolyte is stopped.

9.5.1.3 If cathodic protection exists on the interfering structure, the attachment of metallic bonds can reduce its cathodic protection. Supplementary cathodic protection may then be required on the interfering structure to compensate for this effect.

9.5.1.4 A metallic bond may not perform properly in the case of a cathodically protected, bare, or poorly coated pipeline which

is causing interference on a coated pipeline. A metallic bond may increase the current discharge. Coating the bare pipe or installing local galvanic anodes on the coated pipe may reduce the interference effects (See Section 9.5.2).

9.5.2 Cathodic protection can be applied to the affected structure at those locations where the current is being discharged. This discharge will usually occur at locations where the structures are in proximity. Cathodic protection anodes should be placed immediately adjacent to that portion of the affected structure that is discharging current.

9.5.2.1 The source of cathodic protection current may be galvanic or impressed current anodes.

9.5.2.2 The amount of cathodic protection current should be adjusted to restore either the original or protective potential level, whichever is less negative

9.5.3 Adjustment of the current discharge from mutually interfering cathodic protection rectifiers may resolve interference problems.

9.5.4 Relocation of the ground beds of cathodic protection rectifiers can reduce or eliminate the pick-up of interference current on nearby structures.

9.5.5 Re-routing of proposed pipelines may avoid sources of interference current.

9.5.6 Properly located insulating fittings in the affected structure may reduce or resolve interference problems.

9.5.7 Application of coating to strategic area(s) may reduce or resolve interference problems by decreasing the circuit conductance.

## 9.6 Methods to indicate resolution of interference

9.6.1 Restoration of the original structure-to-soil potentials of the affected structure to those values which existed prior to the interference.

9.6.2 Interpretation of line current measurements obtained in the area of exposure on the affected structure.

9.6.3 Adjustment of the slope of the B-T<sub>1</sub> curve at location of maximum exposure (See Appendix 4).

9.6.4 Neutralization of interference current discharge may be observed by use of earth current measurement techniques applied in the soil electrolyte between the affected and interfering structures at the area of maximum current discharge (See Section 6.3.1.5).

## Section 10: Operation and Maintenance of Cathodic Protection Systems

### 10.1 Introduction

10.1.1 The purpose of this section is to designate procedures and practices for energizing and maintaining continuous effective and efficient operation of cathodic protection systems.

10.1.1.1 Electrical measurements and inspections are necessary to determine that protec-

tion has been established according to applicable criteria and that each part of the cathodic protection system is operating properly. Conditions which affect protection are subject to change with time. Corresponding changes are required in the cathodic protection system to maintain protection. Periodic measurements and inspection are necessary to detect changes in the cathodic protection system. Conditions may exist where operating experience indicates that surveys and inspections be made more frequently than recommended herein.



10.1.1.2 Care should be exercised in selecting the location, number, and type of electrical measurements used to determine the adequacy of cathodic protection.

10.2 A survey should be conducted after each cathodic protection system is energized to determine if it satisfies applicable criteria and operates efficiently. This survey should include one or more of the following type measurements:

- (a) Pipe-to-soil potential (See Section 6.3)
- (b) Earth current (See Section 6.3.1.5)
- (c) Structure-to-structure potential (See Section 6.4.2)
- (d) Line current (See Section 6.5.3)

10.3 Periodic surveys to assure the continuity of cathodic protection are suggested as follows: (The electrical measurements used in the surveys may include one or more of the measurements listed in Section 10.2.)

10.3.1 An annual survey should be conducted where cathodic protection of the entire piping system is the objective.

10.3.2 Surveys should be conducted at intervals of five years on structure where localized protection is the objective.

10.3.3 Where complete periodic surveys are impractical, surveys should be made on a sampling basis consistent with accepted engineering principles.

10.4 Inspection and tests of cathodic protection facilities should be made to assure their proper operation and maintenance as follows:

10.4.1 All sources of impressed current should be checked at intervals of two months. Evidence of proper functioning may be current output, normal power consumption, a signal indicating normal operation, or by the electrical state of adjacent piping.

10.4.2 All impressed current protective facilities should be tested annually as part of a preventive maintenance program to minimize out-of-service time. Tests may include a check for electrical short ground connections, meter accuracy, efficiency, circuit resistance.

10.4.3 Reverse current switches, diodes, and interference bonds, whose failure would seriously jeopardize structure protection, should be tested for proper functioning by electrical measurements at intervals of two months.

10.4.4 The effectiveness of insulating fittings, continuity bonds, and casing insulators should be evaluated during the periodic surveys. This may be accomplished by on-site inspection or by evaluation of corrosion test data.

10.5 Where pipe has been uncovered, it should be examined for the effectiveness of cathodic protection used, extent of corrosion, and coating condition if coating is present.

10.6 The test equipment used for obtaining each electrical value should be of an appropriate type. Instruments and related equipment should be maintained in good operating condition and checked annually for accuracy.

10.7 Remedial measures should be taken where periodic surveys and inspections indicate that protection is not adequate according to applicable criteria. These measures may include:

10.7.1 Repair, replace, or adjust components of cathodic protection systems.

10.7.2 Provide supplementary facilities where additional protection is necessary.

10.7.3 Bare structures can be thoroughly cleaned and properly coated if required to preserve cathodic protection.

10.7.4 Repair, replace, or adjust continuity and interference bonds.

10.7.5 Remove accidental metallic contacts.

10.7.6 Repair defective insulating devices.

10.7.7 Where shorted casings (metallic contact between casing and carrier pipe) cannot be repaired without removing the carrier pipe, the annular space can be filled with an inert material. Additional cathodic protection may be necessary to compensate for the shorted casing.

## Section 11: Corrosion Control Records

### 11.1 Introduction

11.1.1 The purpose of this section is to describe a system of corrosion control records which will document (in a clear, concise, workable manner) data pertinent to the design, installation, operation, maintenance, and effectiveness of corrosion control measures.

11.2 Relative to the determination of the need of corrosion control, the following should be recorded:

11.2.1 Corrosion leaks, breaks, and replacements.

11.2.2 Bell hole inspections detailing condition of pipe and coatings.

11.3 Relative to structure design, the following should be recorded:

11.3.1 Coating material specifications and application specifications.

11.3.2 Design and location of insulating devices, test leads and other test facilities, and details of other special corrosion control measures taken.

11.4 Relative to the design of corrosion control facilities, the following should be recorded:

11.4.1 Results of current requirement tests where made.

11.4.2 Results of soil resistivity surveys at grounded locations where made.

11.4.3 Interference surveys and design of interference bonds and drainage switch installations.

11.4.3.1 Scheduling of interference tests, correspondence with Coordinating Committees, including Coordinating Committee minutes, and direct communication with the concerned companies.

11.4.3.2 Record of interference surveys conducted, including location of tests, name of company involved, and results.

11.5 Relative to the installation of corrosion control facilities, the following should be recorded:

11.5.1 Installation of cathodic protection facilities

11.5.1.1 Impressed current systems.

(a) Location and date placed in service.

(b) Type, depth, backfill, and spacing of anodes.

(c) Specifications of rectifier or other energy source.

11.5.1.2 Galvanic anode systems:

(a) Location and date placed in service.

(b) Type, depth, backfill, and spacing of anodes.

#### 11.5.2 Installation of interference bonds and drainage switches.

##### 11.5.2.1 Details of interference bond installation.

(a) Location and name of company involved.

(b) Resistance value or other pertinent information.

(c) Magnitude and polarity of drainage current.

##### 11.5.2.2 Details of drainage switch installation.

(a) Location and name of companies involved.

(b) Type switch or equivalent device.

(c) Data showing effective operating adjustment.

##### 11.5.2.3 Details of other remedial measures.

Record of surveys, inspections, and tests set forth in Sections 6, 7, 9, and 10 should be maintained to demonstrate that applicable criteria for interference control and cathodic protection have been satisfied.

11.7 Relative to the maintenance of corrosion control facilities, the following information should be recorded:

#### 11.7.1 Maintenance of cathodic protection facilities

11.7.1.1 Repair of rectifiers and other d-c power sources.

11.7.1.2 Repair or replacement of anodes, connections, and cable.

#### 11.7.2 Maintenance of interference bonds and drainage switches.

11.7.2.1 Repair of interference bonds.

11.7.2.2 Repair of drainage switches or equivalent devices.

11.7.3 Maintenance, repair, and replacement of coating, insulating devices, test leads, and other test facilities.

11.8 Records sufficient to demonstrate the evaluation of the need for and the effectiveness of corrosion control measures should be retained as long as the facility involved remains in service. Other related corrosion control records should be retained for such period as satisfies individual company needs.

## APPENDIX

### APPENDIX I

#### Method for Determining Probable Corrosion Rate and Costs of Maintaining Service

Maintenance of a piping system may include the costs of repairing corrosion leaks, reconditioning, or replacing all or portions of the system.

In order to make estimates of these costs, it is necessary to determine accurately the probability of corrosion or the rate at which corrosion is proceeding. The more usual methods used in predicting the probability or rate of corrosion are as follows:

(a) Study of corrosion history on the piping system in question or on other systems of the same material in the

same general area or in similar environments. Cumulative leak frequency curves are valuable in this respect.

(b) Study of the environment surrounding a piping system: resistivity, pH, and composition. Redox potential tests may also be used to a limited extent. Once the nature of the environment has been determined, the probable corrosiveness is estimated by reference to actual corrosion experience on similar metallic structures where environmental conditions are similar. Consideration should be included in such a study of possible environmental changes resulting from irrigation, spillage of corrosive substances, pollution, and seasonal changes in soil moisture content.

(c) Investigation for corrosion on a piping system by visual inspection of the pipe and/or by instruments which

## APPENDIX 1 (con't)

mechanically or electrically inspect the condition of the pipe. Condition of the piping system should be carefully determined and recorded each time a portion of the line is excavated for any purpose.

(d) Maintenance records detailing leak locations, soil studies, structure-to-soil potential surveys, surface potential surveys, line current studies, and wall thickness surveys, used as a guide for locating areas of maximum corrosion.

(e) Statistical treatment of available data.

(f) Results of pressure testing. Under certain conditions, this may help to determine the existence of corrosion.

## APPENDIX 2

### Contingent Costs of Corrosion

In addition to the direct costs that result from corrosion, contingent costs may be incurred. The more common types of contingent costs are:

(a) Public liability claims

(b) Property damage claims

(c) Damage to natural facilities, such as municipal or irrigation water supplies, forests, parks, and natural scenic areas

(d) Clean up of product lost to surroundings

(e) Plant shutdown and start-up costs

(f) Cost of lost product

(g) Loss of revenue through interruption of service

(h) Loss of contracts or good will through interruption of service

(i) Loss of reclaim or salvage value of piping system

## APPENDIX 3

### Costs of Corrosion Control

The usual costs for protecting buried metallic structures are for complete or partial cathodic protection or for coatings supplemented with cathodic protection. Costs of other corrosion control procedures include

(a) Relocation of piping to avoid known corrosive conditions. This may include installing lines above ground.

(b) Reconditioning and coating the piping system.

(c) Use of corrosion resistant materials.

(d) Use of selected or inhibited backfill.

(e) Electrical isolation to limit possible galvanic action.

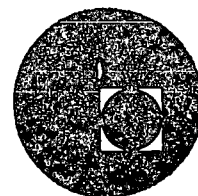
(f) Correction of conditions in or on the pipe that might accelerate corrosion.

## APPENDIX 4

A *Beta Curve* is a plot of dynamic (fluctuating) interference current or related proportional voltage on the ordinate axis, versus values of resulting structure-to-soil potentials at a selected location on the affected structure on the abscissa axis. The plot is a straight line, the slope of which indicates whether the affected structure is receiving or discharging interference current at the site where structure-to-soil voltage was obtained for the plot. If the plot, above the abscissa, deviates to right of a vertical line originating at the abscissa intersect of the plot, current is discharging to earth at the reference electrode location. If plot slopes to left of such a vertical line, current is being collected by the structure at the reference electrode location. Dynamic interference investigation involves many beta curve plots from data at diverse locations to search for maximum interference current discharge as indicated by the plot with the maximum slope deviation to the right. Interference is resolved when the plot at this site is changed to a "pick-up" slope to left of vertical. This may be accomplished by metallic bonding or other interference control techniques.



centro de educación continua  
división de estudios superiores  
facultad de ingeniería, unam



DISEÑO OPERACION Y MANTENIMIENTO DE CALDERAS  
Y RECIPIENTES A PRESION

MANTENIMIENTO QUIMICO

ING. EVENCIO GOMEZ GOMEZ

AGOSTO DE 1976.

Faint, illegible text at the top of the page, possibly a header or title.



COMISION FEDERAL DE ELECTRICIDAD  
GERENCIA GENERAL DE OPERACION  
OFICINA DE INGENIERIA QUIMICA

TRATAMIENTO DE LOS COMBUSTIBLES RESIDUALES  
TECNOLOGIA Y APLICACION

1.- PROBLEMAS DE PRE-COMBUSTION

Como el nombre lo implica, estos problemas están asociados con el manejo de los combustibles antes de quemarse.

Lodos. - El agua presente en el combustible ya sea porque así sea entregado en la Planta o porque se acumule en los tanques de almacenamiento por condensación de la humedad del aire, es una de las principales causas de formación de lodos. El agua disminuye la estabilidad de las impurezas dispersas; se combina con el herrumbre, el polvo y el aceite pesado, formando masas de consistencia semejante al alquitrán, las cuales reducen la capacidad de almacenamiento de los tanques, tapan o reducen la capacidad de conducción de las líneas y bombas y ensucian los filtros, calentadores y quemadores.

Las impurezas inestables pueden ser causa de formación de lodos por el envejecimiento.

El lodo depositado en las boquillas de los quemadores, puede causar problemas de post-combustión al impedir una buena atomización.

Sin una buena atomización, la combustión es deficiente formándose hollín y escorias de carbón. Con esto se pierde eficiencia y es necesario efectuar limpiezas.

Corrosión. - El agua en el combustible también es causa de corrosión de los tanques de almacenamiento; los productos de corrosión se incorporan a los lodos y son causa de deterioración de los equipos de almacenamiento y de manejo. Frecuentemente el agua es una salmuera que incrementa la corrosión en forma considerable. Los asientos, de naturaleza ácida son particularmente problemáticos. Los productos de corrosión en el combustible obstruyen el sistema y pueden ser causa de una combustión deficiente cuando llegan a bloquear la abertura de las boquillas de los quemadores.

## 2.- SOLUCIONES A LOS PROBLEMAS DE PRE-COMBUSTION.

Algunos problemas se pueden aliviar parcialmente por medios físicos. Para la mayoría de ellos un buen acondicionador del combustible provee la respuesta más completa y efectiva.

Lodos. - Un mezclado (adicionado al combustible por el fondo del tanque de almacenamiento) y manejo adecuados (recirculación) puede ayudar a prevenir la acumulación de lodos pesados en el tanque de almacenamiento. Sin embargo, el sistema de recirculación continua no solamente puede ser demasiado caro sino que físicamente imposible. Si el combustible no se recircula, la adición de combustible nuevo por el fondo, puede revolver hacia arriba la acumulación de lodos y causar dificultades severas en los filtros y quemadores. La adición de un acondicionador de combustible en una proporción de 1 a 4000 en volumen, ya sea a la línea de recirculación (si existe) ó en forma de "batches" dentro del tanque de almacenamiento antes de la adición del combustible, efectivamente prevendrá la acumulación de lodos en los tanques de almacenamiento, líneas, bombas y quemadores.



El aditivo funciona dispersando y peptizando el lodo y partículas de polvo y previniendo su aglomeración en forma de masas gomosas.

El aditivo también debe emulsionar el agua en el combustible y estabilizar aquellos constituyentes que tienden a precipitarse con el envejecimiento. Los beneficios adicionales de estos aditivos son la habilidad de actuar como catalizadores de la combustión y como inhibidores y/o destructores del hollín, mediante ingredientes incorporados a la fórmula que mejoran la reacción de oxidación y acrecientan el quemado. Las fracciones ligeras (moléculas mas pequeñas) se queman mas facilmente y mejor que las mas pesadas, o fracciones alquitranadas (moléculas mas grandes). El aditivo cataliza el proceso de degradación que forma moléculas mas pequeñas, e inhibe la recombinación de estas moléculas pequeñas a polímeros mas difíciles de quemarse.

Con esto se disminuye la cantidad de hidrocarburos sin quemarse. El resultado final es una mayor eficiencia ya que se quema substancialmente todo el combustible, previniendo los depósitos. La dosificación inicial al combustible almacenado en el tanque debe ser de la 2000 en volumen, seguido de la dosis normal de 1 a 4000 para las entregas subsecuentes.

Corrosión. - El acondicionador del combustible debe contener un inhibidor de corrosión eficiente del tipo de película orgánica. Los constituyentes ácidos en los sedimentos de agua se neutralizan y la película antes dicha es efectiva tanto en el aceite como en el agua.

### 3.- PROBLEMAS DE POST-COMBUSTION CON COMBUSTIBLES RESIDUALES.

Los problemas en las calderas modernas que queman aceite combustible residual

caen dentro de 3 categorías principales -- Corrosión del lado del fuego y formación de escorias; corrosión en el extremo frío, y contaminación del aire.

Ensuciamiento y Corrosión en las zonas de alta temperatura. - La mayor parte de los combustibles residuales contienen compuestos complejos orgánicos de vanadio, sodio y azufre. Durante la combustión, estos elementos forman depósitos de cenizas de bajo punto de fusión sobre los tubos de sobrecalentadores y recalentadores, soportes, apoyos y separadores. La localización real de los depósitos de las cenizas depende del diseño de la caldera; la cantidad de formaciones es una función de la composición del combustible. Un combustible con bajos contenidos de azufre y de vanadio causa muy pocos depósitos, en tanto que sucede el fenómeno contrario cuando el contenido de azufre es de 2.5 a 3% y el vanadio es de 300 a 500 ppm.

En vista de que los óxidos de vanadio tienen un punto de fusión relativamente bajo, la ceniza puede arrastrarse en estado plástico junto con los gases de combustión y adherirse con impacto al chocar con las superficies metálicas más frías. Este depósito forma un aislante del tubo que impide la transferencia del calor y hace que la capa exterior esté más caliente. Esto tiende a atrapar un porcentaje mayor de cenizas que normalmente no se adheriría a los tubos limpios. Los pasos de gas se van reduciendo con lo que se incrementa la velocidad de dichos gases que contienen partículas de cenizas y se incrementa la fuerza del impacto. De esta forma la relación de ensuciamiento aumenta a medida que avanza dicho ensuciamiento.

La limpieza de este tipo de depósito es muy difícil. Tiene la consistencia del

concreto y gran parte de él se aloja entre los tubos, siendo inaccesible para cualquier tipo de limpieza manual. Cuando una caldera no queda completamente limpia, los depósitos que quedan actúan como base para la formación de nuevos depósitos una vez que la caldera se pone en servicio. Un método satisfactorio de limpieza empleado, ha sido un sistema de muy alta presión que usa pequeñas cantidades de agua a velocidades que se aproximan a la velocidad del sonido.

Estando fundidos los óxidos de vanadio atacan al acero inoxidable y otras aleaciones causando una corrosión severa. Los sulfatos también atacan al hierro causando picaduras y mas desgaste del tubo. La mayor corrosión se localiza en donde las temperaturas del metal son superiores a  $538^{\circ}\text{C}$  ( $1000^{\circ}\text{F}$ ), pero el desgaste se ha reportado con temperaturas de vapor de  $510^{\circ}\text{C}$  ( $950^{\circ}\text{F}$ ). Se han reportado pérdidas anuales de 0.020" en el espesor de las paredes de los tubos; por tanto, un tubo con un espesor de pared de 0.225" llegaría a alcanzar el espesor de falla de 0.100" en solamente 6 años de operación.

Temperaturas bajas de vapor. - Prácticamente todas las calderas modernas diseñadas para quemar carbón y después convertidas a petróleo no son capaces de mantener las temperaturas de diseño de sobre-calentamiento y recalentamiento. La pérdida de temperatura varía con el diseño de la caldera y puede estar entre los 50 y  $75^{\circ}\text{F}$ . Esto es debido primordialmente al incremento de calor absorbido por las paredes de agua (que están relativamente libres de depósitos cuando se quema aceite combustible), con lo que baja la temperatura de los gases que van al sobrecalentador y recalentador.

De acuerdo con la curva de eficiencia de un fabricante de turbina, una pérdida de  $50^{\circ}\text{F}$  en la temperatura del vapor principal, incrementa el régimen térmico (heat-

rate) 0.7% y en forma similar para la temperatura del recalentador. Por el contrario un incremento de 50°F en sobrecalentador y recalentador decrecerá el régimen térmico en 1.4%. En la mayoría de los casos, la pérdida de temperaturas de vapor también causa una reducción en la capacidad de generación de energía eléctrica, lo cual es muy costoso.

Corrosión por bajas temperaturas. - Los compuestos de azufre del combustible se oxidan durante la combustión para formar dióxido de azufre ( $\text{SO}_2$ ). Aproximadamente el 1% del  $\text{SO}_2$  se convierte a  $\text{SO}_3$  bajo condiciones normales de exceso de aire elevado. La investigación hecha por el Instituto Battelle Memorial de Combustion Engineering y por otros, ha demostrado que solamente una pequeña cantidad de  $\text{SO}_2$  se convierte a  $\text{SO}_3$  en el horno, un poco mas adelante de las secciones de alta temperatura del sobrecalentador y recalentador. La mayor parte del  $\text{SO}_3$  se genera catalíticamente en la sección de baja temperatura del sobrecalentador, donde se tienen temperaturas del gas del orden de 1000° a 1100°F. Esta es una temperatura ideal para que los depósitos de óxido de vanadio contenidos en las cenizas y el óxido de fierro de las superficies metálicas, actúen como catalizadores en presencia de suficiente oxígeno, para la conversión del  $\text{SO}_2$  a  $\text{SO}_3$ .

Aún cuando el gas trióxido de azufre ( $\text{SO}_3$ ) existe a temperaturas superiores al punto de rocío ácido, se forma por condensación, ácido sulfúrico ( $\text{H}_2\text{SO}_4$ ) en el extremo frío de una caldera, a medida que los gases encuentran las temperaturas del metal mas frías. El  $\text{SO}_3$  seco no es corrosivo, pero el ácido sulfúrico condensado es altamente corrosivo. Una concentración de  $\text{SO}_3$  mas baja provee un punto de rocío mas bajo y menos ácido sulfúrico.

La condensación del ácido sulfúrico crea una corrosión considerable de los precalentadores de aire, ya sean tubulares o del tipo regenerativo. Los ductos, ventiladores y chimeneas se corroen rápidamente, aún cuando se usen serpentines de vapor para elevar la temperatura del aire de entrada a los precalentadores.

Contaminación del Aire. — Muchas plantas están plagadas con el sucio problema de emisiones ácidas por las chimeneas -- (fall out). Cuando la temperatura de los gases de escape alcanza el punto de rocío y ocurre la condensación, las partículas de cenizas se aglomeran y algunas salen por la chimenea en tanto que otras se pegan a cualquier superficie con la cual hacen contacto. En estas condiciones, el área circunvecina puede estar sujeta a la contaminación por depósitos ácidos verdosos, pequeñas motas de partículas negras y aún masas grandes de materiales pegajosos altamente corrosivos (tizne). Estos depósitos que están sobre los ductos, colectores de polvo y paredes de la chimenea, se pueden aflojar durante los cambios de temperatura y llevarse fuera de la chimenea con velocidades que se incrementan durante los "picos" de carga. Los automóviles, las casas y aún las cosechas se han arruinado con este tipo de emisiones de las chimeneas. La reacción del público a menudo es bastante severa.

En las áreas metropolitanas, las plantas generadoras que emplean combustibles residuales se encaran con el problema de los reglamentos locales que limitan la concentración de  $SO_2$ , forzándolos ya sea a emplear aceites con bajo contenido de azufre o a instalar sistemas que reduzcan las emisiones de  $SO_2$ .

#### 4.- EL OXIDO DE MAGNESIO COMO UN ACONDICIONADOR DE COMBUSTIBLE.-

Corrosión por alta temperatura. - La corrosión por el lado de fuego únicamente puede eliminarse ya sea quitando el vanadio del combustible o cambiando las características de las cenizas. Lo último se puede efectuar adicionando un aditivo como el óxido de magnesio (finamente dividido y disperso en aceite) al combustible. El óxido de magnesio reacciona con la ceniza a medida que se está formando, se combina con el vanadio para formar complejos de vanadatos de magnesio, los cuales tienen una temperatura de fusión muy elevada -- alrededor de 2700 °F, dependiendo de la relación MgO a V. El óxido de magnesio evita que el vanadio ataque los tubos, reduciendo por tanto la corrosión.

Cada planta debe mantener un registro continuo de la corrosión por alta temperatura. Esto debe hacerse limpiando en un punto, una hilera de tubos en el extremo más caliente de los sobrecalentadores y recalentadores. La limpieza se puede hacer mejor por una cuidadosa limpieza a chorro de arena.

El diámetro de los tubos se puede determinar por los diversos instrumentos que se tienen disponibles en la actualidad, o por simple medición micrométrica del diámetro; en el punto de mayor corrosión. Una medición anual indicará la velocidad de desgaste de los tubos.

Ensuciamiento de la Caldera. - El ensuciamiento de una caldera depende del aceite combustible que se está empleando. Se obtienen muchas dificultades con los combustibles que tienen alto contenido de azufre y de vanadio. Tampoco debe omitirse el contenido de sodio, ya que el sodio actúa como un fundente para reducir la temperatura de fusión de las cenizas por formación de vanadatos de sodio y sulfato de sodio de

bajo punto de fusión. En general, los combustibles con alto contenido de cenizas - (.05% o mayor) se pueden considerar como la causa principal de problemas de ensuciamiento en la mayoría de las calderas.

El aditivo normalmente no elimina ningún depósito de los tubos generadores, ni evita la formación de la ceniza -- simplemente hace la ceniza seca, suave, mucho menos probable que se adhiera a las superficies de calentamiento y más fácil de eliminar durante los sopladros o lavados.

Incremento de la Temperatura del Vapor. - En muchos casos donde las temperaturas del vapor de la caldera son bajas, después de la conversión a petróleo, ha sido práctico operar con alto exceso de aire para incrementar el flujo y mantener las temperaturas. El uso del aditivo a base de óxido de magnesio hace posible mantener las temperaturas de diseño con mucho menos exceso de aire. Esto se lleva a cabo al depositarse una capa delgada, reflexiva de óxido de magnesio sobre los tubos de las paredes de agua, que reduce la transferencia de calor a las paredes de agua y eleva la temperatura de los gases en dirección al sobrecalentador y recalentador.

Se puede conseguir con el aditivo un incremento del orden de 25°F a 75°F. Si existe un aumento de 50°F tanto en el sobrecalentador como en el recalentador, se reduce el régimen térmico de la turbina en 1.4%. Esto significa que se requiere 1.4% menos de calorías para producir los mismos KW. En relación con el ahorro económico, asumiremos que la mayoría de las calderas tienen una eficiencia de alrededor de 90%. Por tanto, el ahorro de combustible es el 90% de 1.4% o sea 1.26%. Si la caldera consume 1,000 M<sup>3</sup> de combustible por día el ahorro es de:

$$1,000 \text{ M}^3 \times \$ 180.00 \text{ M}^3 \times 1.26\% = \$ 2,268.00$$

Otro efecto muy importante del aumento de la temperatura del vapor, es que incrementa la capacidad máxima de la turbina. En general, un aumento de  $28^{\circ}\text{C}$  en la temperatura del vapor sobrecalentado y recalentado, incrementa la capacidad de la turbina en alrededor de un 2%.

Reducción de la Corrosión por baja temperatura. - Para reducir la corrosión por baja temperatura, es necesario ya sea quemar combustible pesado con un contenido de azufre por debajo del 0.3% ó inhibir la formación del  $\text{SO}_3$  para prevenir la condensación del ácido sulfúrico. En muchos países no se obtienen combustibles con tan bajo contenido de azufre y en muy pocos casos se obtienen siquiera con el 1%. Sin embargo, la corrosión en el extremo frío puede existir aún con el 1% de azufre, en vista de que se convierte a  $\text{SO}_3$  un mayor porcentaje de azufre, a medida que decrece el contenido de este elemento en el combustible.

La formación de  $\text{SO}_3$  se puede inhibir con el aditivo a base de óxido de magnesio. Este reacciona con el vanadio envenenando la acción catalítica de convertir el  $\text{SO}_2$  a  $\text{SO}_3$ . También se forma una capa de óxido de magnesio sobre los tubos del sobrecalentador evitando del mismo modo que los depósitos de vanadio y de óxido de hierro actúen como catalizadores de esta reacción.

Si el  $\text{SO}_3$  de los gases de combustión se puede mantener en 10 ppm o más bajo, con una temperatura de gases de salida de  $132^{\circ}\text{C}$ , la condensación del ácido sulfúrico es improbable que ocurra.

A la evaluación de la corrosión por baja temperatura como un problema de operación, le concierne: ( 1 ) el costo del repuesto de los elementos de los precalentadores



de aire; ( 2 ) el costo de reparación del rotor y envolvente del precalentador de aire; ( 3 ) el mantenimiento de ductos corroídos, tolvas y juntas de expansión; ( 4 ) el mantenimiento de la chimenea. Todos estos conceptos son muy costosos y difíciles de estimar con anticipación. Por supuesto, el efecto del daño del ácido dentro o mas allá del predio de la planta, también debe de considerarse.

La reparación del rotor y del envolvente del precalentador de aire implican mano de obra y paros costosos. Lo mismo se aplica para la reparación de ductos, juntas de expansión y chimeneas.

La mejor evaluación se hará por inspección visual al cabo de unos 6 meses de prueba. Prácticamente en todos los casos, el uso del aditivo seca los depósitos ácidos - previamente húmedos, dejando un polvo gris seco. También se nota una reducción en la tendencia higroscópica de las cenizas. En algunos casos los precalentadores de aire que previamente tenían que ser lavados a intervalos cortos (cada 3 meses) pueden operar por períodos hasta de un año sin tener que lavarse.

Llovizna de Tizna ácido. - Aún cuando pueden haber varias razones para la emisión ácida por la chimenea (por ejemplo, la rotura de un serpentín en un precalentador de vapor o de agua), la mayor parte de esta llovizna se origina por condensación del ácido sulfúrico. Es obvio que reduciendo la formación del  $SO_3$ , el resultado será la eliminación de la emisión del tizna ácido.

No se puede hacer una estimación para mejorar ó eliminar esta condición. Muchas compañías, por relaciones públicas o por otras razones aceptan el hecho de que no pueden permitir que ocurra este fenómeno, no importa lo que cueste.

## 5.- OPERACION CON BAJO EXCESO DE AIRE.

La mayoría de las calderas nuevas que van a quemar combustible residual, están siendo diseñadas para operar con bajos excesos de aire con objeto de obtener las ventajas del ahorro de combustible inherente a una combustión casi estequiométrica y para reducir la formación de  $SO_3$ . Un cambio del 1% en el exceso de aire significa un cambio del 0.05% en eficiencia. Por tanto, si se decrece el exceso del aire del 20% al 5% significa casi el 1% de incremento en la eficiencia de la caldera. Para una unidad que quema  $1000 M^3$  por día de combustible, es un ahorro de alrededor de \$ 1,800.00 por día ó \$ 657,000.00 al año. Muchas unidades mas viejas también están siendo equipadas para operar con bajos excesos de aire y los operadores de las plantas encuentran que esto efectivamente reduce la producción de  $SO_3$ , disminuyendo la corrosión en el extremo frío y la emisión del tizne ácido. El bajo exceso de aire sólo, no baja la concentración de  $SO_3$  suficientemente para reducir el punto de rocío por debajo de la temperatura de los gases de escape. En combinación con el uso del acondicionador de combustible a base de óxido de magnesio, se puede bajar el punto de rocío para eliminar la salida del tizne ácido.

La operación con bajo exceso de aire requiere una respuesta rápida de los sistemas de control de combustión y una instrumentación moderna. La mayor parte de las calderas no se pueden operar con 2% de exceso de aire, pero casi todas pueden reducirse a 10% y muchas más a 5%.

Los operadores titubean para cambiar de un exceso de aire normal del 20%, por temor de perder temperatura del vapor. Aquí es donde la capa de óxido de magnesio

sobre las paredes de agua de la caldera, como se indicó antes, para elevar la temperatura del vapor, se hace casi necesaria con la operación a bajo exceso de aire. Muchos operadores de plantas han tratado de conseguir bajo exceso de aire simplemente reduciendo el aire de combustión. Esto puede resultar en una emisión fuerte de humos por la chimenea. Deben existir varias condiciones antes de que el aire de combustión se pueda bajar en cualquier caldera:

- 1.- Las fugas de aire dentro de la toiva de cenizas, del envolvente del horno y del envolvente de la caldera, deben ser muy bajas.
- 2.- Se debe instalar un registrador y medidor de oxígeno y mantenerlo en condiciones de operación para dar lecturas exactas. El oxígeno se debe medir en el ducto de gases precisamente antes del precalentador de aire. Se pueden requerir muestreos múltiples.
- 3.- Las muestras de gases por analizarse deben ser representativas de los gases de combustión. ( se requiere un muestreo de cruce en el ducto.)
- 4.- Los quemadores deben atomizar el combustible satisfactoriamente.
- 5.- La cantidad de combustible a través de cada quemador debe ser igual.
- 6.- El aire secundario debe tener suficiente velocidad en los quemadores para obtener una mezcla adecuada con el combustible atomizado -- es recomendable una presión mínima de 4".
- 7.- El flujo del aire secundario a través de todos los quemadores, debe ser igual.
- 8.- Los controles de combustión deben tener una respuesta rápida y exacta.

Fugas de aire. - Una investigación completa generalmente revela mucho mas fuga que la esperada. Las fugas se pueden detectar cuando la unidad está en la línea, pero este método no es muy satisfactorio, porque solo se pueden localizar por lo general

las fugas mayores. Cuando la unidad está fuera de la línea, el envolvente de la caldera se puede mantener a presión con el ventilador del tiro forzado. La inspección completa cuando está a presión debe revelar todas las fugas de cualquier magnitud. Existen máquinas de humo disponibles para llenar el horno y ayudar a localizar las fugas mas pequeñas.

Las fugas de aire en las áreas anteriormente dichas afectarán el contenido de oxígeno a la entrada del precalentador de aire. La fuga de aire a través del extremo de baja temperatura del generador de vapor, también es importante, ya que decrece la temperatura del gas, incrementando la condensación del ácido sulfúrico. Los sellos del precalentador de aire y los diafragmas se deben verificar y mantener con el mínimo de fugas. Las juntas de expansión en los ductos y en los sellos del envolvente del ventilador de tiro inducido, también deben de verificarse como posibles fuentes de fuga.

Las calderas a presión también tienen fugas de aire a través de los numerosos sellos y puntos de enfriamiento tales como la entrada de un soploco de hollín, ignitores y puertas de inspección. El fabricante especifica normalmente no exceder el 1% del aire total de combustión, pero en pocos años, dicho porcentaje se puede incrementar bastante, a menos que se programe un mantenimiento de vigilancia.

Atomización del combustible. - Se hace evidente la necesidad de una atomización excelente del combustible para obtener una combustión completa con el mínimo de aire. Las partículas de aceite deben ser muy finas, de tal manera que permitan la mezcla íntima requerida para alcanzar las condiciones estequiométricas. Un requisito para una buena atomización es la temperatura del aceite. Se debe mantener

tan alta como las condiciones lo permitan. Algunas plantas que operan con bajo exceso de aire, calientan, el combustible de base asfáltica a una temperatura de  $115^{\circ}\text{C}$ , en cambio otras mantienen alrededor de  $176^{\circ}\text{C}$  con un combustible mas viscoso. El factor limitante tiene que ser determinado en cada planta en particular. Este factor puede ser la bomba del combustible, el tipo de aceite usado o el equipo de calentamiento. Hay sistemas que actualmente están en el mercado para controlar automáticamente la viscosidad del aceite. Los fabricantes de calderas especifican en la actualidad una viscosidad del aceite combustible a las boquillas de los quemadores, entre 75 SSU y 200 SSU, siendo 150 SSU el promedio.

La atomización es de tal importancia que debe vigilarse muy de cerca por inspecciones periódicas de los quemadores, y también por cualquier otro medio disponible, tal como televisión en el horno, registradores de humo o televisión en la chimenea.

Además, el mejor medio de prevenir que se opere con quemadores sucios, es llevando un programa de limpiezas periódicas del mismo.

Velocidad del aire secundario. - Las velocidades del aire secundario deben ser lo suficientemente elevadas para producir una mezcla íntima en el horno, con el aceite atomizado. La mezcla tiene que ser completa dentro de una distancia corta de los quemadores. En la mayoría de los casos, esto se lleva a cabo admitiendo todo el aire directamente detrás del quemador y manteniendo una presión elevada en la caja de aire.

Flujo del aire secundario. - Es evidente que si los flujos de aceite combustible a cada quemador son iguales, los flujos de aire a través de los mismos también deben

de igualarse para obtener una buena combustión.

Las mediciones volumétricas exactas de aire a través de cada quemador, son imposibles de obtener en la mayoría de las calderas. La mejor medición es la presión estática de la caja de aire en un punto entre las mamparas de control del aire secundario y la salida del quemador. La exactitud de esta medición variará con el tipo de quemador.

Las calderas mas grandes tienen controles para las mamparas de aire secundario, de tal modo que solamente es necesario tomar las presiones periódicamente para verificar los ajustes. Las lecturas de las presiones estáticas también deben de tomarse a diferentes niveles de carga. Esto elimina la posibilidad de que el flujo de aire secundario siendo uniforme en todos los quemadores a una carga, lo sea desigual a otras cargas.

#### 6.- VENTAJAS Y DESVENTAJAS DE ALGUNOS TRATAMIENTOS DE COMBUSTIBLE.

Amoníaco Anhidro. - El amoníaco reduce la emisión de humos ácidos por las chimeneas, al neutralizar el ácido sulfúrico y formar sales de amonio. Sin embargo, esto se lleva a cabo con las siguientes desventajas:

- A.- Los costos del tratamiento son muy elevados.
- B.- La corrosión en el extremo de baja temperatura del precalentador de aire probablemente no se afecta, dependiendo del punto de inyección.
- C.- No hay protección contra la formación de escoria y contra la corrosión en el lado de fuego.
- D.- Los depósitos de sulfato de amonio y de bisulfito crecen en los ductos, ventiladores y recubrimientos de chimeneas. El depósito sobre las aspas del ventilador re-

duce rápidamente su capacidad y se requieren frecuentes lavados.

El amoníaco anhidro se usó en los E.U. en una planta durante un año. La inyección antes del precalentador Ljungstrom causó problemas de ensuciamientos en menos de una semana. Se inyectó después, adelante del colector mecánico de polvos, con los resultados mencionados anteriormente.

Dolomita. - A la dolomita debido a su fácil obtención y a su costo bastante bajo, se le ha dado cierta prioridad como un aditivo de combustible. Las desventajas son:

- A.- La gran cantidad de material que se requiere para que sea efectiva.
- B.- El contenido de calcio normalmente es igual al contenido de magnesio. El calcio conduce a la formación de depósitos duros en las secciones del sobrecalentador y recalentador, tapando los precalentadores de aire e incrementando las limpiezas de los equipos.
- C.- Cualquier sólido adicionado a un sistema de combustión puede ya sea permanecer en el sistema o salir por la chimenea. El calcio se adicionará a esta cantidad total, ya sea en la caldera o saliendo por la chimenea si no hay precipitadores instalados.
- D.- Este material se maneja seco ya sea en bolsas o a granel. En cualquier caso debe haber un sistema de inyección caro. Si se recibe en bolsas, la mano de obra de manejarlo y de mantener limpia la planta, es elevado. La alimentación de las cantidades incrementales exactas de un polvo seco bajo cualquier sistema aún proyectado, es muy difícil.

Las interrupciones en el flujo son comunes y el mantenimiento normalmente es muy alto.

E.- El material debe ser comparativamente tosco para el flujo. Esto reduce la reactividad química, incrementando la erosión mecánica y es una de las razones inherentes por las que se necesitan grandes proporciones en la alimentación.

F.- Se inyecta en el horno en algún punto por encima de los quemadores.

Un aditivo es mas efectivo cuando se adiciona al combustible antes de la combustión, que cuando se introduce después que la combustión se ha efectuado.

G.- La dolomita es un mineral crudo que contiene carbonatos de calcio y de magnesio. Debe ser calcinado (eliminación del  $\text{CO}_2$ ) antes de que el calcio y el magnesio rindan algún beneficio.

Cal Viva.- Debido a su bajo costo y a una clara oportunidad de elevar el punto de fusión, la cal viva se ha usado como un aditivo. Ha hecho algún beneficio en las secciones de alta temperatura y ha reducido algo de ácido sulfúrico en el extremo frío. Sin embargo, las desventajas son mayores que las ventajas, por lo que ya no es empleada. El mayor problema es la formación del sulfato de calcio (yeso), que se fija como el concreto sobre la superficie de los tubos y en el precalentador de aire y es casi imposible de quitar, causando paros prolongados. Todos los problemas con la alimentación y manejo de la dolomita también se aplican a la cal viva. Sin embargo, el uso de la cal viva está siendo revivida en la actualidad con otro propósito; como un medio de eliminar el  $\text{SO}_2$  en calderas equipadas con lavadores húmedos.

Esto involucra otros problemas tales como incrustación y depósitos de lodos en el lavador.



Oxido de Aluminio. - Existen varios aditivos que contienen óxido de aluminio en combinación con el óxido de magnesio. El óxido de aluminio es sumamente duro, y se ha usado como un abrasivo en la fabricación de ruedas para molinos.

Bajo ciertas condiciones se cree que reacciona con el óxido de magnesio para formar un aluminato de magnesio, que puede elevar el punto de fusión de las cenizas.

De acuerdo con las investigaciones de la "Oficina de Minas del Canadá", se requieren iguales cantidades de alúmina a magnesia para elevar a temperaturas mayores el punto de fusión de las cenizas, que con la magnesia sola. Para calderas marinas, los trabajos de la Oficina de Minas, indican que la relación  $MgO$  a  $Al_2O_3$  de 1:1 en peso, es la más efectiva.

Las principales desventajas del óxido de aluminio son:

- A. - Costo elevado - especialmente cuando se usa en cantidad suficiente para afectar apreciablemente el punto de fusión de las cenizas.
- B. - Virtualmente no tiene efecto directo sobre la corrosión en el extremo frío ó en la emisión de humos ácidos.
- C. - Liga al óxido de magnesio, reduciendo de este modo su disponibilidad, posterior en la protección anticorrosiva de las zonas de baja temperatura.
- D. - Siendo sumamente abrasivo, resulta muy elevado el mantenimiento de bombas, válvulas de no retorno y quemadores.
- E. - Es extremadamente difícil suspenderlo en aceite, por lo que la sedimentación y la separación aumentan los problemas en las plantas.

Manganeso. - Se han fabricado varios compuestos organo metálicos que contienen manganeso para calderas donde es difícil mantener un exceso de aire bajo. Los compuestos de manganeso son benéficos porque tienen acción benéfica en el horno, hollín y reducción de depósitos, aún cuando el mecanismo exacto de su operación no es conocido. Este material se ha usado principalmente en calderas pequeñas con temperaturas de vapor bajas o en turbinas de gas para reducir el depósito en los álabes.

En varias calderas grandes se ha probado y descontinuado ya que su eficiencia no pudo ser determinada. Un aditivo a base de manganeso tiene las siguientes desventajas:

- A.- No controla la corrosión por alta temperatura.
- B.- Puede limpiar los tubos de las paredes de agua. Esto es una desventaja cuando la temperatura del vapor ya es baja.
- C.- El Manganeso es tóxico. La concentración en el polvo que sale con los gases de la caldera puede ser un peligro para la salud y definitivamente es peligroso para el personal de la planta, encargada del mantenimiento durante las limpiezas del lado de fuego.

## LIMPIEZA QUIMICA DE CALDERAS.

Uno de los mas serios e importantes problemas encontrados en la generación de vapor es la formación de incrustaciones - y depósitos en las superficies de intercambio térmico. La -- presencia de aceite en la caldera puede complicar el problema. En calderas de alta presión los depósitos conteniendo - cobre metálico y óxido del mismo han originado agudos problemas. De esta condición pueden resultar fallas en los tubos. Además en calderas nuevas; residuos de aceite, grasa, tierra soldadura y capas de material protector existen casi siempre. Es importante seguir una secuencia adecuada para remover estas impurezas de las paredes metálicas. Esta remoción de depósitos puede ser efectuada por una o varias sustancias químicas dependiendo de la naturaleza del depósito.

## HERVIDO DE CALDERAS.

La presencia de aceite en el agua de alimentación es originado desde el escape de vapor o condensado en máquinas de va-- por o bombas, también puede originarse desde el vapor o agua utilizada en ciertos procesos. Usualmente películas delgadas de aceite sobre las superficies, pueden interferir seriamente con la transferencia normal de calor, resultando un incremento en la temperatura del metal suficiente para causar fallas por sobrecalentamiento. Para remover aceite y grasas de las superficies un lavado alcalino es recomendable.

Con calderas nuevas este lavado alcalino remueve la cubiert

protectora aplicada durante la instalación y montaje así como los materiales utilizados en la misma. Este hervido deberá ser formulado para proveer la acción detergente y emulsificante mas enérgica posible. Con calderas en operación, el hervido deberá tener el mismo efecto sobre el aceite presente como resultado de alguna contaminación.

Mientras no sea posible obtener estos efectos al máximo por acción de sustancias químicas comercial y económicamente adquiribles, los hervidos deberán realizarse con mezclas especiales. Una de las combinaciones mas satisfactorias de sustancias químicas inorgánicas incluye 3 lbs. de sosa cáustica 3 lbs. de fosfato disódico y 1 lb. de nitrato de sodio por cada 1000 libras de agua necesarias para llenar la caldera -- al nivel de operación. Debido a la alta alcalinidad desarrollada durante el hervido, el nitrato de sodio es incluido en la combinación como una precaución contra la fragilización del metal.

Previo al hervido de una caldera, es recomendable reemplazar los cristales de nivel de alta presión con cristales provisionales para prevenir el ataque alcalino. Después de la adición de la cantidad necesaria para esta operación, todos los registros de hombre deberán ser cerrados y la caldera llenada hasta el tope del nivel de cristal, con los venteos abiertos. La caldera deberá ser encendida a bajo régimen de acuerdo a las recomendaciones del fabricante. Cuando el vapor fluye libremente desde los venteos, todos estos deben ser cerrados excepto aquellos especificados por el fabricante, en calderas que tienen sobrecalentador y que es necesario protegerlo.

La presión es entonces incrementada a un máximo de 25 p.s.i. y conservada durante 48 hrs. Para calderas de alta presión - es recomendable hervirlas al 50% de su presión de operación normal, para obtener circulación.

En todos los casos las recomendaciones del fabricante deberán ser observadas. A continuación la caldera deberá ser purgada hasta la mitad del nivel, cada 8 horas a través de las válvulas de purga.

Donde hay mas de una conexión para purga, alterne las mismas. Después de cada purga la caldera debe ser llenada hasta el tope del cristal.

Una vez completado el hervido de la unidad se enfría lentamente y se enjuaga con una manguera de alta presión. Si durante la inspección se observa remanentes del hervido o aceite, el procedimiento debe repetirse. Sin embargo la remoción de escamas no es el objetivo principal, puesto que la limpieza química ácida lo realizará.

#### LIMPIEZA ACIDA CON INHIBIDOR.

La principal causa de formación de depósitos sobre las superficies de calefacción, es debido principalmente al hecho de que en muchas sales decrece su solubilidad con la temperatura. Cuando la temperatura del agua de alimentación es elevada con la temperatura de operación, la solubilidad de muchas sales es excedida y ocurre la deposición. El uso de ácido inhibido para la remoción de depósitos de las superficies ha sido practicado por muchos años.

A partir de los últimos años el uso y desarrollo de inhibidores ha tenido un gran auge así como la técnica de limpiezas. La remoción primaria ocurre con el ácido y complementariamente puede hacerse mecánicamente con agua.

Después de la limpieza ácida pueden observarse fallas incipientes o picaduras de la superficie. La limpieza ácida preoperacional se considera actualmente necesaria, residuos de óxidos, limaduras del proceso de fabricación deberán removerse. La presencia en el agua de caldera de hierro "oscuro" - que es óxido en suspensión puede causar serios problemas en una caldera nueva. Este óxido de hierro se deposita en general en zonas de transferencia de calor, interfiriendo asimismo el flujo libre de agua, y pueden causar además obstrucciones en separadores y purificadores de vapor, afectando su flujo desde el domo, o siendo arrastradas estas impurezas al sobrecalentador e inclusive a la turbina.

Antes de la limpieza ácida como medida preventiva es necesario remover todas las partes y accesorios de cobre y bronce existentes, temporalmente.

Los pasos a seguir serán tomados y previstos para ventear los vapores ácidos y las comunicaciones con el cabezal del vapor deben ser bloqueadas.

#### PRINCIPALES ACIDOS UTILIZABLES.

ACIDO MURIATICO INHIBIDO.- Es el mas ampliamente usado en limpiezas químicas por su relativo bajo costo y facilidad de

na conseguir inhibidores compatibles.

Dos métodos generales son utilizables; el estático y el circulante, en el de circulación la solución se mantiene continuamente en movimiento hasta que la limpieza se completa -- pruebas en la solución limpiante de hierro y cobre en general. En el método estático el empapado es mantenido un período suficiente para remover y disolver los depósitos aunque el final de la operación en general es prefijado.

En ambos métodos debe elevarse la temperatura en forma controlada de tal manera que no se rebase la temperatura de operación del Inhibidor. - (150 - 170 °F)

La bomba y equipo utilizado deberán estar construidas de -- ~~150-170°F~~ - en materiales resistentes a estas soluciones.

Las concentraciones de ácido generalmente utilizadas son de 3 al 6% dependiendo de las condiciones particulares. Las -- pruebas y control de concentración de la solución ácida que se realicen, al indicar una disminución de 1% en la concentración del ácido deberá reponerse para mantener la concentración indicada. La circulación debe mantenerse hasta el momento en que la concentración de ácido no acuse disminución sensible.

Continuando con la limpieza, la caldera deberá ser drenada -- de preferencia bajo presión de nitrógeno enjuagada con agua limpia caliente y neutralizada con solución de soda ash (carbonato de Sodio) fosfato trisódico o sosa cáustica, así como pasivación de las superficies metálicas limpias.

Este lavado y enjuague alcalino neutraliza cualquier residuo ácido, así como se permite la liberación de hidrógeno atrapado por la superficie metálica y que se ha generado durante el proceso de limpieza ácida, asimismo provee de una película protectora al metal. A continuación se dá un enjuague final, se examina visualmente los interiores, se cierra y de ser posible deberá ponerse en servicio, además de la utilización del ácido inhibido es deseable y necesario utilizar ciertas sustancias inorgánicas, las cuales ayudarán a remover depósitos, por ejemplo humectantes para ayudar al trabajo de protección del inhibidor y disminuir la corrosión.

El ácido sulfúrico y nítrico pueden utilizarse también en limpiezas químicas. El ácido sulfúrico sin embargo forma sales insolubles, por ejm. el sulfato de calcio que puede precipitarse durante el proceso.

El ácido nítrico es peligroso su manejo y difícil en inhibición.

El ácido fosfórico inhibido puede utilizarse, sobre todo en calderas nuevas, con bastante éxito.

#### REMOCION DE LOS DEPOSITOS DE COBRE.

El incremento del uso del equipo con aleaciones de cobre en el agua de alimentación ha originado que existan arrastres y depósitos de cobre en la caldera en forma de óxidos de cobre los cuales son difíciles de remover con ácido y originan depósitos de cobre elemental en las paredes de la caldera, que ocasionarán problemas.

Varias sustancias han sido utilizadas para remover estos



pósitos, como son solventes a base de amoníaco con una solución oxidante para transformar el cobre a ión cúprico y eliminando<sup>lo</sup> en forma de un ión complejo cúprico - amonio, por ejm una solución de Clorato de Sodio, amoníaco y sulfato de amonio a temperaturas de 175° F.

Otros solventes pueden ser el persulfato de amonio. amoníaco e hidroxido de sodio; bromato de potasio, clorato de sodio, carbonato de amonio.

Ultimamente se ha venido utilizando ácido cítrico amoniacal para remover depósitos de cobre. Asimismo agentes acomplejan<sup>tes</sup> específicos para cobre en medio ácido - tiourea, para realizar en un solo paso la remoción tanto de óxidos de hierro como de cobre.

#### OTROS ACIDOS.

Hace algunos años, el ácido sulfámico ( $\text{NH}_2\text{SO}_3\text{H}$ ) se ha venido utilizando para limpieza química del equipo. Este ácido mezclado con un inhibidor es utilizable en forma de polvo y se convierte en un ácido activo cuando se pone en solución, - tiene la ventaja que es facilmente manejable, menos corrosivo y emite vapores no tóxicos ni corrosivos.

Sin embargo es mas caro que el ácido clorhídrico. Su efectividad como disolvente de incrustaciones y depósitos de calcio, óxidos de hierro y depósitos orgánicos es buena. Sé utiliza en general para limpieza de pequeñas calderas, condensadores y compresores.

El ácido cítrico puede ser utilizado tambien en limpiezas químicas de equipo . La recirculación de una solución al 3%

de ácido cítrico inhibido a elevadas temperaturas ha sido utilizado con éxito en la remoción de depósitos de calderas y -- otros equipos.

Cuando existen depósitos muy resistentes, se puede añadir amoníaco, hasta elevar el PH para hacer la remoción mas efectiva. Ultimamente el ácido cítrico se ha venido utilizando con éxito en la limpieza de sobre-calentadores hechos en acero inoxidable de calderas de potencia en operación y calderas nuevas, en estas últimas se hace previamente un hervido.

#### CONCLUSION.

Los depósitos de aceite, grasa, óxidos de cobre, fierro pueden ser removidos desde la superficie metálica de una caldera. Los pasos fundamentales deberán ser observados con cualquier método utilizable.

La operación correcta de los inhibidores, observar los rangos de temperatura adecuados.

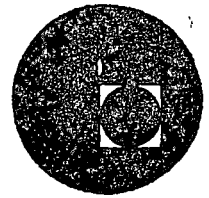
Un buen control de concentración y pruebas analíticas importantes para conocer la evolución del proceso de limpieza.

Observar correctamente los pasos de enjuague neutralización y pasivación del metal de la caldera.

Tomar precauciones necesarias para protección del personal -- que manejará las substancias, ventear adecuadamente las partes donde se acumulan gases tóxicos e inflamables.



centro de educación continua  
división de estudios superiores  
facultad de ingeniería, unam



DISEÑO, OPERACION Y MANTENIMIENTO DE CALDERAS Y  
RECIPIENTES A PRESION

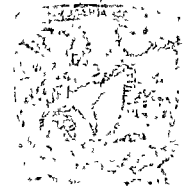


Ing. Ignacio Ramón Domínguez López

Agosto de 1976



suritricoo nio...  
 aeo...  
 m...



CURSO: Diseño, Operación y Mantenimiento de Calderas y Recipientes a Presión.

TEMA: Materiales y Fabricación para Recipientes a Presión.

FECHA: 16-08-76 de las 18:00 a las 21:00 horas.

#### 1.0.- Introducción -

El diseño y la fabricación de los recipientes a presión requiere del concurso de diversos grupos de trabajo como son proceso, proyecto, recipientes, tuberías, instrumentos, civiles, análisis de esfuerzos, compras, fabricantes e inspección.

Normalmente la forma de los recipientes a presión usados en proceso es cilíndrica, aunque eventualmente se usa la forma esférica en tanque de almacenamiento.

En la roladora se obtiene la forma cilíndrica y se puede usar el rolado en frío para espesores pequeños o se puede rolar en caliente para espesores mayores; antes de iniciar el rolado se aplica un doblado inicial para obtener una redondez adecuada en la zona de la junta longitudinal de cada cilindro.

La soldadura es el procedimiento más común para unir los metales y mediante pruebas destructivas se ha comprobado invariablemente que la soldadura es más resistente que los materiales unidos; luego la soldadura debe ser aplicada por personal competente, para cuya calificación existen en los códigos los procedimientos correspondientes. La soldadura de arco es la más usada en la fabricación de recipientes a presión; esta soldadura puede ser normal o automática; en soldaduras longitudinales o circunferenciales de mucho desarrollo y en placas de gran espesor, la soldadura automática representa una gran ventaja en la producción.

Además de los problemas creados por la evolución administrativa y el deseo de obtener una ganancia razonable, los fabricantes de recipientes a presión enfrentan problemas muy serios de diversa naturaleza. En la producción existe una competencia muy seria, no solo por la multiplicación de talleres dedicados a esta línea de producción sino también derivada de los tremendos avances tecnológicos de los últimos años; luego, se presenta la tendencia de los talleres a especializarse en una línea de producción (Generadores de vapor: B & W de México, CERrey, S.A.; intercambiadores de calor: Swecomex, S.A., Clermont, S.A. recipientes a presión: TATSA, Consorcio Industrial, S.A.).

El margen de ganancia está limitado porque los concursos normalmente se conceden a los proveedores que fijan el precio más bajo. Este es el criterio más común de asignar fabricante, lo cual aumenta la necesidad de analizar correctamente y evitar costos innecesarios.

La importancia de una planeación cuidadosa resalta mucho debido al costo relativamente alto de los materiales cubiertos por el código y por la variedad de técnicas y procedimientos requeridos.

Un segundo factor, en importancia, lo constituye el tiempo de entrega resaltando nuevamente la importancia de una planeación adecuada. Al comprador de un recipiente no le interesa si el fabricante debe cubrir costos adicionales, a lo previsto, por errores de producción, pero invariablemente vigilará el tiempo de entrega. Las buenas relaciones con el cliente y los futuros pedidos al fabricante dependen muchas veces de la formalidad en el tiempo de entrega; obviamente existe una estrecha relación entre el costo y el tiempo de entrega (si para cumplir una fecha obligada de entrega se debe usar tiempo extra de producción, lógicamente esto incrementará el costo de producción).

El trabajo de taller se enfrenta fundamentalmente a tres problemas de producción:

- 1.- La capacidad para fabricar de acuerdo con lo especificado.
- 2.- La necesidad de mantener los costos a un mínimo .
- 3.- La importancia de entregar la producción a tiempo.

Ahora bien: ¿Que acciones deben tomarse para cubrir estos requisitos?

La primera de ellas es que no hay ningún sustituto para la obligada lectura y comprensión de todas las especificaciones involucradas; en este renglón se escuchan protestas de los diseñadores y de los inspectores, pero es indispensable el conocimiento pleno de todas las especificaciones relacionadas con el trabajo de producción en un taller. A veces esto no es suficiente, pues si bien algunos recipientes son sencillos, los hay también que son sofisticados.

El complejo industrial tan amplio ha producido una variedad muy grande de recipientes a presión, la cual constituye cambios ininterrumpidos en la producción de los fabricantes.

En el área de producción se requiere una colaboración muy estrecha y un buen entendimiento, en toda la línea, por parte de: Ventas, estimaciones, diseño y Compras, apoyados en la experiencia del taller para cumplir con un tiempo razonable de entrega.

Es importante resaltar la necesidad de una coordinación en el grupo de diseño, en el grupo de fabricación y una estrecha relación entre ambos grupos.

## 2.0.- Materiales -

### 2.1.- Selección de materiales.

En esta fase del diseño intervienen cuatro factores sobresalientes:

- a) Necesidades del servicio.
- b) Especificaciones del Código.
- c) Costo.
- d) Disponibilidad.

Considerados como un conjunto, estos cuatro factores constituyen la limitación más grande que puede tener un diseñador en la selección de los materiales.

### 2.2.- Necesidades del servicio.

Para determinar si un material cubre o no las necesidades de un determinado servicio se deben considerar tres conceptos básicos:

- a) Resistencia a la corrosión.
- b) Resistencia a los efectos de temperatura.
- c) Condiciones de fabricación.

#### 2.2.a-Resistencia a la corrosión.

Los rangos aceptables de corrosión varían de acuerdo con la aplicación industrial y la severidad del medio ambiente.

En las industrias petrolera y petroquímica, por ejemplo, se considera una vida útil promedio de diez años para los recipientes a presión. Considerando un desgaste promedio de 0.5mm./año, en recipientes a presión de acero al carbón se puede recomendar un espesor adicional por corrosión de 3 a 6 mm. (1/8" a 1/4").

En la industria de productos químicos los medios ambientales, con frecuencia, son muy corrosivos y no se pueden determinar reglas fijas para determinar una corrosión aceptable o la vida útil de los equipos.

Un adecuado plan de mantenimiento puede ayudar a controlar o minimizar los efectos que sobre la vida útil de un recipiente ejerce la corrosión.

Existen otros casos en las industrias alimenticia, farmacéutica o de productos químicos finos, en las cuales debe evitarse al máximo la contaminación de los productos manejados: En estos casos, la selección del material está limitada por la posibilidad de contaminación de los fluidos del proceso y no por las consideraciones de la vida útil del equipo.

Como protección contra la corrosión podemos usar materiales metálicos o no metálicos, sólidos o en forma de revestimiento ("lining ó clad"), de acuerdo con el criterio económico usado en el diseño.

Desde el punto de vista de selección, se pueden reunir en tres grupos a los materiales metálicos: bajo costo, costo medio y alto costo

El grupo de bajo costo incluye: Fierro fundido, acero al carbón y de baja aleación.

El grupo de costo medio incluye: Acero de aleación (12% Cr. y mayores), aluminio, cobre, plomo, níquel y sus aleaciones.

El grupo de alto costo incluye: Platino, plata, tántalo, titanio y zirconio.

El uso de material de los dos últimos puede ser más económico recurriendo a la aplicación por el sistema de revestimiento (lining ó clad).

**2.2.b.- Resistencia a los efectos de temperatura.**

Para los efectos de la temperatura en las propiedades mecánicas de los materiales, podemos formar tres grupos convencionales perfectamente definidos:

- 1.- Temperaturas Criogénicas.- En este rango de temperaturas se deben usar materiales con un alto grado de ductilidad para evitar las posibles fallas por fragilidad.

La ausencia de agua y la reducida actividad química, en los procesos criogénicos, permiten fijar rangos muy bajos de corrosión (1/16" es un valor muy frecuente en la corrosión permisible).

Bajo estas condiciones se recomienda inspeccionar las placas de acero con una prueba de impacto; en el acero al carbón (A-516) se recomienda vigilar el tamaño del grano y aplicar el tratamiento térmico después de realizar el trabajo de soldadura.

El grano fino puede obtenerse mediante el control del rolado de la placa y sobre todo controlando la temperatura de acabado.



Conforme diseñamos para temperaturas más bajas estaremos obligados a usar aceros de baja aleación y en los casos más críticos usaremos aleaciones de níquel (9% Ni) ó aceros inoxidable. También se puede usar como alternativa el aluminio.

- II.- Temperaturas ambientales o intermedias.- En este rango de temperaturas podemos usar un acero al carbón, convencional, que ayude a reducir costos y facilite la producción. Sin embargo, para el caso de altas presiones en este rango de temperaturas, tendremos que usar un acero de alta resistencia para reducir espesores y pesos, facilitando su manejo en el lugar del montaje.

En el posible caso obligado de placas muy gruesas, puede obligarse el uso adicional de examen ultrasónico de placas, en el sistema de control de calidad aplicado en la producción.

- III.- Altas temperaturas.- Recientemente se ha dado un gran impulso al uso de reactores llamados de "pared caliente" - (Sin ninguna protección interior de material refractario); el uso de grande presiones y temperaturas elevadas en los equipos de proceso planteó la necesidad de usar aleaciones especiales para esas condiciones. En forma simultanea se han desarrollado nuevos electrodos y procedimientos adecuados para soldar.

En la selección de un acero para temperatura elevada tenemos dos consideraciones básicas: la resistencia a la tensión y la estabilidad metalúrgica.

Cuando las temperaturas de diseño exceden de 650° F, los aceros convencionales presentan, por una parte una reducción repentina y drástica de la resistencia a la tensión sufriendo deformaciones por flujo plástico, y por otra parte los riesgos de una grafitización; los aceros que tienen una aleación adecuada (Cr.-Mo.) presentan una mayor resistencia a la tensión y a las deformaciones por flujo plástico, permitiendo el uso de valores más elevados del esfuerzo de trabajo, con una mayor estabilidad metalúrgica.

Los aceros con aleación de cromo tienen un amplio rango de aplicación. Aquellos que contienen de 4 a 10% de cromo se usan mucho en servicios de temperaturas elevadas.- Normalmente tienen un agregado de 0.5 - 1.0% de molibdeno y se conocen con la denominación de aceros al cromo - molibdeno. El molibdeno se añade incrementar la resistencia de estos aceros en temperaturas elevadas.

Debido a su alta resistencia al flujo plástico, los aceros al cromo-molibdeno se usan con mucha frecuencia en las refinerías de petróleo, en donde se usan altas temperaturas y se requiere una oxidación moderada combinada -

con una buena resistencia a la corrosión. Este acero también se usa en plantas generadoras de vapor bajo temperaturas de 1100 a 1150° F. En estos casos el cromo proporciona otra ventaja; Produce un carburo más estable que evita la grafitización que se presenta en las aleaciones sencillas de -- carbón-molibdeno.

- 2.2.c.- Condiciones de fabricación.- Es conveniente considerar que las propiedades del acero y de los materiales no-ferrosos pueden afectarse durante la producción por trabajarse en frío o en caliente, por la soldadura y por el tratamiento térmico.

La soldabilidad es un factor determinante en la selección de un material y representa la facilidad de soldar un material con un mínimo de procedimientos especiales y una posibilidad mínima de fallas de soldadura durante el servicio. En la mayoría de los talleres se dispone de facilidades -- para precalentamiento y para tratamiento térmico de elementos soldados.

La sensibilidad a las grietas y al daño metalúrgico son -- las dos más importantes cualidades del material relacionadas con la soldadura. En algún grado ambos términos son -- sinónimos, aunque el término "daño metalúrgico" se reservará para el daño que resulta algún tiempo después de soldar.

Las grietas producidas por el tratamiento térmico se están incrementando por la creciente demanda de recipientes de pared gruesa; para estos espesores generalmente se obliga al tratamiento térmico.

Durante los procesos de fabricación las inclusiones y laminaciones de las placas pueden adquirir una importancia crítica. Esto puede evitarse con un examen previo por ultrasonido.

Las máquinas de rolado y las prensas están limitadas en su capacidad de formado y arriba de ciertos espesores límites es necesario calentar la placa antes de procesarla. De -- esta manera se presenta el riesgo de afectar desfavorablemente la estructura metalúrgica del material calentándolo más allá de la temperatura crítica, además de la posibilidad de dañar superficialmente al material.

- 2.3.- Especificaciones del código.

En Estados Unidos, la estructura hacendaria estimula la -- construcción de plantas industriales de bajo costo inicial con el riesgo futuro de mantenimiento costoso; en Europa -- sucede lo contrario: costo inicial elevado con un mantenimiento menos costoso.

El elemento más barato del acero es el carbón pero un alto porcentaje de carbón origina una ductilidad y soldabilidad reducidas. Las especificaciones ASTM permiten un contenido máximo de 0.35% de carbón en el acero para recipientes a presión, mientras que el B5-1501 permite solo 0.25% y -- las especificaciones DIN-17155 limitan el carbón a un --- 0.26%.

Los europeos aparentemente producen un acero más costoso. Aunque no es fácil de determinar, se supone que esto produce una menor incidencia en el paro de plantas. Luego, una placa según especificación ASTM comprada en Alemania, por ejemplo, es más costosa que su equivalente según especificación DIN, debido a una mayor facilidad de producción según especificaciones locales.

#### 2.4. - Costo.

Aun cuando este concepto siempre está variando, es conveniente indicar algunas observaciones que pueden ser aplicables en la práctica.

Cuando tenemos un gran recipiente usado para almacenar gas LPG (una "salchicha" o una esfera), el costo del material es un renglón muy importante comparado con el costo total; debe tenerse presente que la mano de obra no es muy importante por lo sencillo de la producción.

Como un caso opuesto tenemos las torres de destilación, en donde se requiere un gran número de horas-hombre en la producción por los abundantes accesorios de esos recipientes: boquillas, soportes de platos, grapas, atezadores, tubería interior, etc.

Para los recipientes de alta presión, utilizando las facilidades del taller (precalentamiento, tratamiento térmico), pueden usarse materiales de alta resistencia; aunque son más costosos por tonelada, se requiere un espesor menor -- que el convencional.

Para los recipientes de media y baja presión normalmente se usa placa comercial, que cubre los requisitos del código y que tiene el precio más bajo por tonelada.

La capacidad de las roladoras y las facilidades de tratamiento térmico, en el taller, pueden influir en la selección de materiales.

Las limitaciones o facilidades del transporte representan otro importante factor. La carga máxima que se puede mover por vía terrestre en Europa es sustancialmente menor que la carga máxima que se puede mover por vía terrestre en Estados Unidos.

En Europa existe un mayor incentivo para usar aceros de alta resistencia comparado con Estados Unidos; sin embargo, en este renglón Japón encabeza la lista como primer productor y pionero en el uso de los aceros de alta resistencia.

## 2.5.- Disponibilidad -

Uno de los principales problemas que afectan a la producción de recipientes a presión en nuestro país es la falta de materiales.

Cuando el diseñador consulta un catálogo de producción de materiales ó accesorios y los asigna a los diversos equipos, no tiene conciencia de los problemas que causa al fabricante del equipo por desconocer las políticas de producción de esos materiales y accesorios.

Solamente mencionaremos algunos materiales cuya problemática ha tenido mayor repercusión en la producción nacional de recipientes a presión.

2.5.a.-Placa.- La disponibilidad de material de acero al carbón-grado estructural (A-283 y A 36) no representan ningún problema, aunque su uso en la producción de recipientes a presión representa un porcentaje muy reducido.

Aunque es un poco más problemático obtener el material -- A-285, está más disponible en medidas comerciales con los distribuidores; en la fundición se pueden obtener medidas comerciales con un tiempo variable desde 12 semanas (poco usual) hasta un máximo indefinido.

Los materiales A-515 y A-516, más especiales definitivamente presentan problemas muy serios en su disponibilidad para la fabricación de equipos de proceso. En este caso podemos agregar el problema presentado por los rechazos de material defectuoso, retenido y que se repone hasta que se completa la siguiente colada de ese material.

Cuando la placa no se obtiene directamente de la fundición se puede presentar el problema adicional de obtener los certificados de calidad del material, específicamente cuando el proveedor de la placa no está relacionado directamente con la fundición.

2.5.b.- Tapas.- Considerando esta producción a base de placa, se le aplican los mismos problemas derivados de la falta de material. En muchos casos el fabricante de tapas maquila las placas que le proporcionan sus clientes.

2.5.c.- Tubería.- Es conveniente hacer resaltar el gran consumo que de este material hacen empresas como Petróleos Mexicanos, Comisión Federal de Electricidad y la Secretaría de Recursos Hidráulicos, refiriéndome a tubería con costura y tubería sin costura. Esta situación produce una baja disponibilidad comercial para los fabricantes de recipientes a presión.

En la tubería para cuellos de boquillas tenemos las siguientes condiciones:

- I.- La tubería sin costura, de acero al carbón, es muy difícil de conseguir. El productor fija volúmenes mínimos para venta a los fabricantes, pero estos requieren de cantidades muy pequeñas. Luego, aun con los distribuidores no se tiene disponible.
- II.- La tubería de acero al carbón, con costura, por las condiciones de consumo del sector gubernamental, guarda una situación similar al anterior.

2.5.d.- Forjas.- La capacidad de maquinado es una de las limitaciones más importantes que tiene el productor nacional de bridas, agregando la condición de que, por necesidades de diseño, acostumbramos usar cédulas diferentes a la estándar, lo cual hace variar los tiempos de entrega de 6 a 12 meses.

Es conveniente insistir que la misma situación de alto consumo de tubería por el sector gubernamental se aplica también a las forjas.

3.0.- Compras -

3.1.- Introducción.

Inmediatamente después de que un fabricante recibe un pedido, este inicia la elaboración de sus dibujos de taller con base en la información de diseño recibida del cliente.

Una de las actividades involucradas en la ingeniería del fabricante es elaborar las listas detalladas de los materiales requeridos en producción.

El grupo encargado de compras inicia sus requisiciones con la información contenida en las Listas de Materiales, elaboradas por ingeniería.

### 3.2.- Expeditación.

Quando se han iniciado las compras de los materiales por el fabricante, este debe realizar una expeditación muy amplia y lo más efectiva posible.

Con la información de compras y del programa de producción actualizado, debe lograr que el abastecimiento de los materiales llegue oportunamente al taller para no entorpecer la producción por falta de material ni producir gastos exagerados de financiamiento por tiempo excesivo de los materiales en el almacén.

El personal encargado de la expeditación debe tener conocimiento amplio de los materiales, sistemas de producción y una gran habilidad para obtener un buen servicio de los proveedores del fabricante.

Quando se maneja un alto volumen de compras, el uso obligado de un sistema mecanizado aumenta la eficiencia de la expeditación, pues con ayuda de la computadora se evitan fugas económicas importantes al fabricante.

### 3.3.- Almacén.

Antes de iniciar las compras originadas por las Listas de Materiales, se acude primero al Almacén para verificar cuáles materiales tiene el taller en existencia; de aquí se deriva la importancia de una buena organización del almacén.

De la misma forma, se puede argumentar que en un determinado problema de retraso en el abastecimiento de materiales, con un buen sistema de control de almacén se puede recurrir al uso de material destinado a otras órdenes para cubrir una falla transitoria del material retrasado para una orden que puede retrasarse en su terminación.

El control de los excedentes es muy importante para cubrir también problemas inesperados de pequeños faltantes de material.

La computadora ayuda mucho cuando se tiene un volumen alto de materiales manejados por el almacén del taller.

### 4.0.- Fabricación e Inspección.

#### 4.1.- Introducción.

Las oportunidades más atractivas para economizar tiempo y dinero, en la producción de un equipo, caen dentro del manejo y organización del trabajo en el taller. A menos que el sistema de producción se programe correctamente, previen

do la inspección, existiran siempre posibilidades de costos adicionales y demoras en la entrega.

Cada visita del inspector al taller representa un cargo - directo, tanto por su tiempo como por el tiempo del personal asignado para mostrar y revisar el equipo en cuestión. Algunos talleres adoptan la práctica de fijar visitas periódicas para mostrar al inspector la mayor cantidad posible de producción.

Si no se observa cuidadosamente, un trabajo puede avanzar más allá del cual se facilita una investigación satisfactoria al inspector en una operación terminada; de una manera similar podemos tener componentes de un recipiente - en las cuales ya no se podría establecer la calidad requerida por el código, lo cual puede conducir a una costosa - repetición del trabajo e inclusive la pérdida completa -- del equipo.

Antes de iniciar un trabajo deben revisarse todas las especificaciones, debe determinarse la secuencia de todas - las operaciones y formular un programa detallado de producción, incluyendo las etapas de inspección; sin este -- programa no se puede determinar con seguridad la fecha de entrega final. El trabajo debe seguir estrechamente este programa con una supervisión adecuada.

Cuando se recibe el material, este debe marcarse y revisarse cuidadosamente; en la fase de trazado deben revisarse nuevamente los números de las marcas contra los certificados de materiales y las probetas de requisitos químicos y físicos, revisando asimismo el espesor y los defectos superficiales. Esta rutina, tan sencilla, nos ayudará a evitar pérdidas costosas del trabajo y demoras en la entrega del equipo terminado.

#### 4.2.- Inspección.

La primera actividad de un inspector, en nuestro país, al tener conocimiento del inicio de una Orden de Trabajo en el taller, consiste en recabar toda la información existente elaborada por el diseñador y por el fabricante; de esta manera puede planear con anticipación sus actividades, estudiando todo lo relativo a especificaciones, materiales, dibujos de taller, etc., para desarrollar con mayor eficiencia su trabajo.

Generalmente el trabajo de inspección del cliente se desarrolla mancomunadamente con el trabajo de control de calidad del fabricante, debiendo desarrollar una buena labor de conjunto, para lo cual se requiere una comunicación -- muy amplia.

Cualquier comentario que haga el inspector sobre el diseño y la producción debe ser considerado inmediatamente por el departamento de ingeniería del fabricante. Antes de fabricar es fácil hacer modificaciones; hacer modificaciones, después de iniciada la producción, es muy costoso y a veces imposible.

#### 4.3.- Producción.

##### 4.3.1.-Introducción.

Deben establecerse métodos y facilidades adecuados para controlar la identificación, manejo y almacenamiento de materia prima y materiales manufacturados. La identificación debe incluir indicaciones del estado de inspección del material. Estos controles deben mantenerse desde la fecha de recepción del material hasta la entrega al cliente, para proteger al material contra daños, deterioro, pérdida o sustitución.

Desde el momento en que se inicia la producción debe mantenerse un buen control sobre los procesos de producción para evitar un exceso de productos defectuosos o de calidad variable, para asegurar que el equipo cubre todos los requisitos previstos, los cuales únicamente pueden verificarse en el período y fase de producción.

##### 4.3.2.-Almacén de placa.

La correcta organización del almacén de placa evita muchos problemas originados en un defectuoso movimiento de materiales; las placas deben estar perfectamente identificadas por sus dimensiones, tipo de material, número de colado y orden a la cual se asignó originalmente.

##### 4.3.3.-Trazo.

Después de aprobar o corregir las plantillas se procede a desarrollar el trazo de los diversos elementos, comprobando que en cada uno de ellos se marquen con golpe todos los datos requeridos; es recomendable circular con pintura llamativa estas marcas para facilitar su localización.

##### 4.3.4.-Corte.

Previo al corte, en la placa se deben indicar con pintura los biseles, el sentido de rolado y la autorización del inspector para iniciar esta operación (de corte).



#### 4.3.5.- Rolado

A continuación se procede a desarrollar un doblez inicial, en sentido longitudinal del futuro canuto, realizando enseguida el trabajo de rolado; este se puede hacer en frío o en caliente, dependiendo de la capacidad de la roladora y del espesor de la placa que se está procesando.

#### 4.3.6.- Armado de Canutos.

Enseguida se aplican puntos de soldadura, en la costura longitudinal del canuto para lograr el armado, teniendo cuidado de fijar correctamente la garganta de la soldadura.

#### 4.3.7.- Soldadura longitudinal.

Después procedemos a la soldadura longitudinal, generalmente con ayuda de una soldadora automática; en este caso se mantiene fijo el cilindro sobre el posicionador mientras la máquina de soldar se desplaza sobre su guía.

Las costuras soldadas requieren normalmente de varios pasos. Es necesario mucho cuidado en la aplicación de todos esos pasos o capas de soldadura.

La superficie de cada soldadura debe limpiarse muy bien para eliminar las rebabas y la escoria, examinándolas visualmente antes de aplicar el siguiente paso para obtener buena penetración y evitar grietas, inclusiones de escoria y otros defectos que debilitan a los cordones de soldadura. Una soldadura defectuosa puede disimularse o cubrirse con un buen cordón de acabado.

#### 4.3.8.- Rerolado.

Se regresa el canuto soldado a la roladora para realizar el trabajo de rerolado, revisando posteriormente el ovalamiento del canuto.

#### 4.3.9.- Armado transversal.

Continuamos con el armado transversal de dos o más canutos; esto se realiza normalmente con ayuda de "candados" o "sietes", aunque algunos talleres nacionales disponen de equipo moderno que facilitan la unión correcta y uniforme de los extremos circulares de los cilindros por unir con puntos de soldadura.

#### 4.3.10.- Soldadura circunferencial.

Cuando se aplica una soldadura circunferencial, el electrodo se mantiene estacionario mientras los cilindros giran sobre los posicionadores.

Al proceder con el armado transversal de canutos se debe revisar el orden de los mismos, según el plano general de armado.

Cuando se requiere hacer una buena preparación de la garganta para obtener una penetración adecuada o cuando se necesita reparar una soldadura defectuosa, se acostumbra usar el proceso de arc-air (combinación de arco eléctrico con aire a presión).

#### 4.3.11.- Radiografía.

De acuerdo con las eficiencias estipuladas en el diseño para las juntas soldadas, tenemos los siguientes casos:

E=1.0 se toma radiografía de cada soldadura, identificadas correctamente cada película con el tramo correspondiente de soldadura.

E=0.85 se examinan las radiografías de cruces de soldadura y zonas sospechosas por examen visual.

Las soldaduras boquillas-cuerpo y faldón-cuerpo se inspeccionan visualmente y cuando el caso lo amerita se usan líquidos penetrantes.

El examen por ultrasonido es otro procedimiento de inspección, usado sobre todo en el caso de placas muy gruesas.

#### 4.3.12.- Soldadura tapa-cuerpo.

No se deben rolar los canutos conectados a las tapas mientras estas no lleguen al taller, a menos que se reciba por télex el desarrollo de las tapas certificado por el proveedor correspondiente.

Las tapas usadas mas frecuentemente son las semiélicas-2:1 aunque existen mayores dificultades para obtenerse pues son de importación. Las tapas torisféricas, de producción nacional en un rango limitado, ocupan un segundo lugar en cuanto se refiere a volumen de aplicación; los proveedores nacionales tienen algunas limitaciones en su producción, sobre todo cuando se trata de un acero A-515 con un espesor intermedio, pues con cierta frecuencia se producen "hojeaduras" que al no detectarse pueden causar serios accidentes. La forma ideal de las tapas es, como ya lo indicamos, la forma hemisférica por requerir de un mínimo de material, para una presión y diámetro determinados, acostumbrando normalmente fabricarlas por el sistema de gajos.

Los conos se usan en cambios de diámetro en el cuerpo del recipiente o en tapas inferiores que requieren esa forma por condiciones del proceso; en ocasiones se acostumbra usar la forma.

#### 4.3.13.- Boquillas.

Todos los recipientes usados en los procesos requieren de boquillas para alimentación y extracción de líquidos, para drenajes, registros y conexión de instrumentos.

Normalmente estas boquillas se componen de dos elementos: la brida forjada y el cuello constituido por un tubo. En otros países acostumbran usar las boquillas de cuello largo, es decir, la forja integral de cuello y brida en una sola pieza.

#### 4.3.14.- Deflectores.

Se han tomado los deflectores como un ejemplo de los diversos accesorios exteriores e interiores, entre los cuales encontramos los siguientes: tubería interior, atiesadores exteriores, platos, serpentines, soportes de catalizador, grapas para escaleras plataformas y tubería, soportes de aislamiento, etc.

#### 4.3.15.- Relevado de esfuerzo.

Es necesario que antes de iniciar esta fase, el inspector revise y haga los comentarios pertinentes al arreglo del equipo para evitar daños durante la operación.

#### 4.3.16.- Prueba hidrostática.

Después del tratamiento térmico se procede a la prueba hidrostática, que se debe aplicar invariablemente a cualquier recipiente a presión; por separado se puede aplicar esta prueba a los accesorios que como el serpentín también trabajan a presión. Estas pruebas deben desarrollarse en presencia del inspector.

#### 4.3.17.- Limpieza con chorro de arena (Sand blast).

Se continúa con la limpieza del recipiente, previo a la pintura; una limpieza mecánica deja mucho que desear en la calidad de la protección con pintura, ya que nuestro clima propicia mucho la corrosión. Por esta situación es conveniente usar la limpieza con chorro de arena.

4.3.18.- Pintura.

Esta se aplica de acuerdo con las condiciones fijadas por el diseñador, aunque desde un punto de vista muy personal recomendaría que los diseñadores observaran personalmente los daños que produce la corrosión, en nuestras costas -- sobre los equipos de reciente fabricación, maxime cuando se aplicó limpieza.mecánica antes de la pintura.

4.3.19.- Transporte.

Después de la inspección final y recibir el equipo terminado, se procede al embarque y transporte según las instrucciones del diseñador. Conociendo superficialmente -- las limitaciones de nuestros medios de comunicación y un poco de la problemática del transporte, recomendaría que los diseñadores estudiaran un poco este campo antes de fijar las condiciones de producción para el transporte.

## Bibliography

1 - Material Selection for Petroleum and Petrochemical Plant.

J.F. Lancaster

The Chemical Engineer. March 1969 CE-67

2 - High Temperature Properties of Steels.

J. Eden; R.F. Johnson, M.J. May, D. Sweetman.

Iron Steel Institute (London) Spec. Rep. No. 97, 223.

3 - Principles of Heat Treatment

M.A. Grossmann, E.C. Bain

American Society of Metals (Ohio).

4 - Inspection and Approval of Welded Plant

J.S. Wood

British Welding Journal 9(2) 70-8 (1962)

5 - Some Recent Developments in Pressure Vessel Fabrication

H. Harris

British Welding Journal 10(4) 132-8 (1963)

6 - Practical Repair Welding

C.H. Voelker

Hydrocarbon Processing (Jan. 73)

7 - Use this Comparison Chart to Match Materials and Specifications in Basic Piping System Components.

F.W. Holmes.

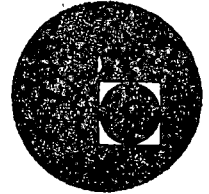
Midwest Piping Division

Crane Company.





centro de educación continua  
división de estudios superiores  
facultad de ingeniería, unam



**DISEÑO OPERACION Y MANTENIMIENTO DE CALDERAS  
Y RECIPIENTES A PRESION**



**ING. AUSTREBERTO ACOLTZI CASTILLO**

**AGOSTO DE 1976.**



RECEIVED

DEPARTMENT OF THE ARMY

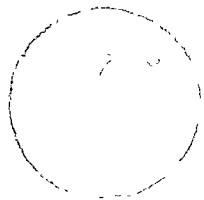


NOV 20 1935

RECEIVED BY THE DIRECTOR OF THE BUREAU OF MILITARY INTELLIGENCE



RECEIVED BY THE DIRECTOR OF THE BUREAU OF MILITARY INTELLIGENCE





## LA SOLDADURA EN EL DISEÑO Y CONSTRUCCION DE CALDERAS Y RECIPIENTES A PRESION.

### 1.- INTRODUCCION.

La tecnología actual ha venido requiriendo de equipos capaces de soportar condiciones de servicio cada vez más severos en su constante avance para obtener mayor eficiencia. Para lograrlo, ha sido necesario desarrollar materiales, pero sobre todo, nuevas técnicas o mejoras a las anteriores.

Un ejemplo de este avance se tiene en las plantas termoeléctricas, las cuales hace un cuarto de siglo tenían calderas de hasta un millón de libras de vapor por hora y en la actualidad se han construido otras que tienen una capacidad que sobrepasa en cinco veces la de aquellas.<sup>(1)</sup>

El logro de estas metas se debe indudablemente, aunque en una medida incuantificable, a los avances hechos en el campo de la tecnología de la soldadura para obtener procesos de la más alta calidad.

El papel que juega la soldadura en esta clase de equipo, por consiguiente, es de máxima importancia y de ahí que se justifiquen las medidas tan cuidadosas que se observan en su inspección previa a la puesta en operación y que en algunos casos -- llega a ser tan costosa como su construcción misma.

Todos los aspectos de la soldadura como son su diseño, realización, confiabilidad, técnica, etc, son determinados por la soldabilidad de los materiales que van a ser unidos.

## 2.- SOLDABILIDAD.

La soldabilidad puede definirse como la capacidad de un material para ser unido a otro por medio de soldadura usando el proceso normal, para que la junta obtenida cumpla con el objetivo que se pretende.

Esta forma de definir la soldabilidad tiene una implicación múltiple ya que en primer lugar, deberá tenerse en cuenta que el proceso puede presentar variaciones que deben considerarse como parte del método normal y sin que por ello la junta soldada resulte mermada en sus cualidades.

Al mencionar que la junta debe cumplir con el objetivo para el que fue diseñada, se quiere significar que éste puede consistir en su resistencia mecánica, o bien su resistencia a la corrosión y en algunos casos su simple aspecto agradable.

Esa capacidad, como ya se mencionó es característica de cada material, por lo que sería prácticamente imposible hacer un análisis de todos los materiales que se emplean en calderas y recipientes a presión<sup>(2)</sup> en lo referente a las condiciones de soldadura, aun cuando se pretendiera hacerlo brevemente, sin embargo, se pueden considerar algunos aspectos muy generales en los que tengan afinidades el mayor número de ellos.

Un punto muy importante en la definición de soldabilidad, es lo relativo a la mención que se hace al "proceso normal" para dar a entender un procedimiento en particular de la amplia gama de los que existen y cuya elección juega un importante papel en la calidad de la soldadura.

Los libros relativos a la soldabilidad la subdividen para su estudio según sea el aspecto considerado y así hay una soldabilidad de diseño, otra constructiva y finalmente una metalúrgica, que es la que aquí se comentara en algunos de sus puntos.

### 3.- SOLDABILIDAD METALURGICA.

Se refiere a los cambios estructurales que se inducen en el material por efecto del proceso de soldadura, sus consecuencias y la forma de controlarlos.

Esta soldabilidad debe considerar en primer lugar el material, de ahí que, sea necesario con--

cretar cuando menos un cierto tipo. En el caso de los equipos que aquí se tratan, el acero es el material que con mayor frecuencia se emplea y como -- además es el que presenta una variedad más rica en transformaciones será al que se circunscriba el -- presente trabajo.

El código ASME hace una división de los diferentes tipos de acero usados en la construcción de esta clase de equipos, según su grado de soldabilidad, pero por ser amplia y alejarse un poco de los fines de su estudio general, se remite a dicha referencia a la persona que este interesada en los -- detalles, así como a otras normas similares, que -- existen en diferentes países inclusive México.

Dicha lista comprende en términos generales, aceros con una clara tendencia a contener poca cantidad de elementos de aleación, en su gran mayoría y sólo cuando por requisitos de altas temperaturas o de corrosión ó bien de los usos criogénicos, --- prescribe aceros de alta aleación. Esta política la condiciona precisamente la soldabilidad.

Los aceros de baja y media aleación por efecto de calentamiento a elevadas temperaturas, como las que se desarrollan en las zonas adyacentes a la soldadura, pueden sufrir cambios en la morfología de sus microconstituyentes dependiendo de:

- a) La composición química del acero.
- b) La velocidad de enfriamiento.

Estos cambios pueden conducir a fracturas del material por diversas causas.

### 3.1 La composición química del acero respecto a la soldabilidad.

El acero es una aleación constituida básicamente por hierro y carbono que son los que imprimen las características básicas al material, pero además siempre se encuentran otros elementos como consecuencia del proceso de fabricación como son - azufre, fósforo, silicio y manganeso; los dos primeros son impurezas por lo que se mantienen generalmente al mínimo, los últimos se emplean como desoxidantes en la fabricación, pero sólo el último tiene una influencia importante en el aspecto de la soldabilidad metalúrgica al promover las microestructuras peligrosas, aunque sin llegar a compararse con la del carbono. Esto significa que entre mayor cantidad de carbono y manganeso contenga un acero, mayor será el peligro de obtenerse fracturas en la soldadura o zonas afectadas por el calor (ZAC) de la soldadura.

Además de los elementos mencionados como imprescindibles en un acero se agregan otros para mejorar las características del acero en formas muy diversas, pero con el inconveniente de que la mayor parte de ellos también hacen menos soldable al acero.

En el caso de los materiales usados en la cons

trucción de recipientes a presión este hecho está previsto cuidadosamente para tener las características necesarias con la menor susceptibilidad a -- las fracturas en las soldaduras, así como que las zonas afectadas por el calor de la soldadura se -- asemejen al resto del material en cuanto a su respuesta al trabajo por desarrollar y basta considerar que existen algunos aceros que se emplean en -- una condición de tratamiento térmico los cuales -- han sido considerablemente estudiados para que después de la soldadura las zonas afectadas presenten las mismas características microestructurales que todo el resto del material.

Considerando lo anterior, en años recientes -- se han estado desarrollando nuevos aceros con resistencias mecánicas más elevadas que los anteriores, conseguidos gracias a la adición de elementos que afectan sólo en mínima parte a la soldabilidad debido principalmente a que se agregan en cantidades muy pequeñas por lo que se conocen como microaleantes. Dentro de estos elementos están el cobalto, vanadio y el titanio.

También dentro de los materiales empleados para la construcción de recipientes a presión se tienen los aceros inoxidables y otros materiales, pero como ya se mencionó son materiales de menor uso y características diferentes por lo que no se consideran dentro de los aceros aquí tratados.

De los materiales usados en calderas, existen algunos con un contenido mayor de aleación para me

jorar su comportamiento a las temperaturas elevadas. El elemento que con mayor frecuencia se encuentra para lograr esas características es el cromo el que, al igual que otros agregados con el mismo objetivo, bajan sensiblemente la soldabilidad del acero.

Como ya se habrá notado resulta de capital importancia encontrar un índice de soldabilidad de los aceros y con ese propósito se han intentado desarrollar varios métodos empíricos, <sup>(3)(4)(5)</sup> basados en la composición química del acero, para dar una idea de su soldabilidad.

Este índice de soldabilidad se conoce como carbono equivalente, basado en la observación de que la susceptibilidad a la fractura aumenta conforme la temperatura de transformación baja con la presencia de mayor contenido de aleantes.

Una de las fórmulas comunmente aplicadas para calcular el valor de carbono equivalente es la siguiente:<sup>(3)</sup>

$$C_{eq} = C + \frac{Mn}{6} + \frac{Cr + Mo + V}{5} + \frac{Ni + Cu}{20}$$

donde las letras corresponden a los contenidos de cada elemento que tiene el acero en cuestión, dado en por ciento.

La fórmula sólo considera los elementos más importantes con relación a la soldabilidad y en caso de que existan otros habrá que considerar en

forma especial el factor aplicable según las características del elemento.

Esta fórmula dará un número generalmente menor a la unidad y que algunos autores manejan según el siguiente criterio.

Hasta 0.25 son aceros soldables sin problemas.

De 0.25 a 0.40 aceros soldables con algunas precauciones.

De 0.40 en adelante aceros soldables sólo con procesos especiales.

### 3.2 La velocidad de enfriamiento respecto a la soldabilidad.

La velocidad con la que se enfrían los aceros de baja y mediana aleación desde las temperaturas superiores a los 700° C es determinante en la susceptibilidad a las fracturas en combinación con el índice de carbono equivalente, ya que si hay carbono por arriba del 0.25 y la velocidad de enfriamiento es rápida, entonces se estará en el peligro de obtener grietas en las zonas de soldadura.

Ahora bien, la velocidad de enfriamiento queda determinada, en primer lugar, por el medio enfriante y en segundo por el espesor de la pieza y que en el caso de las soldaduras deberán considerarse en forma especial.

Para las soldaduras, el medio enfriante normal es el aire y aunque en la práctica las condiciones



de agitación pueden variar, para los fines de la -- soldabilidad se puede considerar como de un poder enfriante constante. Aquí es conveniente aclarar que otro medio menos drástico es difícil de conseguir para una pieza soldada y aún el agua o el --- aceite no son aconsejables por ningún concepto para el tipo de aceros como los que aquí se tratan.

Respecto al espesor de pared, en el caso de - las soldaduras, influye en la velocidad de enfriamiento de una forma que parece a primera vista como anormal puesto que a mayor espesor mayor velocidad de enfriamiento. Esto se debe a que la zona - afectada por el calor sólo es una pequeña parte de la masa total y como el calor se transmite mejor - por el metal que por el aire, entonces el calor es absorbido rápidamente por el resto del material -- que permanece a la temperatura ambiente.

Al considerar que las transformaciones microestructurales que hacen susceptibles de fracturas a los aceros se llevan a cabo cuando se alcanza -- una velocidad de enfriamiento crítica y que ésta - sólo es fijada por la composición química, la cual no puede ser cambiada una vez que se ha completado el diseño, entonces se ve que la única forma de evitar esas transformaciones es bajando esa velocidad de enfriamiento. La forma en que se logra esto es por medio de precalentamiento.

### 3.3 El tratamiento de precalentamiento.

Al aportar energía calorífica al material adyacente a la soldadura se consigue que esté menos

ávido de ella y con ésto la velocidad de enfriamiento de las partes que se encuentran a muy elevada - temperatura se baja en forma considerable<sup>(6)</sup>, hasta el grado de que pueda ser menor a la crítica para las transformaciones microestructurales.

Con este concepto en mente ya es sencillo explicarse la razón del precalentamiento del material a soldar, sin embargo falta aún determinar la temperatura a la que deba hacerse ese tratamiento.

La literatura especializada consigna varios métodos de cálculo de temperaturas de precalentamiento, todos ellos diferentes en su proceso pero que tienen en común el estar dados en función de la composición química y el espesor de la pieza. Aunque como puede observarse son más bien empíricos y requieren ajustes sobre todo cuando se trata de soldaduras en serie; no dejan de ser un buen punto de referencia y aún resulta más valioso si se observa que el exceso en la temperatura de precalentamiento sólo tiene consecuencias desde el punto de vista económico, siempre y cuando este no exceda los 650° C, aunque también habra que considerar la incomodidad del operador al tener que trabajar frente a tales temperaturas.

Algunas fórmulas incluso hacen consideraciones sobre todos los caminos por los que se puede disipar el calor<sup>(5)</sup> y otras sólo son aplicables a algún acero en especial o condiciones especiales, sin embargo existen algunas como la de Seferian, de muy sencilla aplicación, tal fórmula es la siguiente:

$$T_p = 350 \sqrt{C - 0.25}$$

Donde:  $T_p$  = Temperatura de precalentamiento en grados centígrados.

$$C = C_{eq} (1 + 0.005e)$$

$C_{eq}$  = Carbono equivalente calculado según fórmula anterior.

$e$  = Espesor del material en mm.

La aplicación de esta fórmula, tomada con las reservas que cada caso sugiera promoverá una velocidad de enfriamiento que no producirá microestructuras peligrosas que promueven la fractura de los aceros, pero ésta no es la única causa de fractura puesto que el proceso de soldadura induce esfuerzos internos que también pueden conducir a este tipo de falla además de otros.

### 3.4 Esfuerzos Residuales.

Debido a los cambios microestructurales como a las expansiones y contracciones que se llevan a efecto durante el proceso de soldadura se establecen sistemas de esfuerzos internos que eventualmente pueden conducir a diferentes tipos de fallas como son toda la gama de fracturas por corrosión bajo esfuerzo.

Estos sistemas de esfuerzos se denominan esfuerzos residuales y están constituidos por esfuerzos macroscópicos debido a la geometría de la junta y por esfuerzos microscópicos debidos a las transfor-

maciones microestructurales, pero todos ellos son de tipo elástico.

Como estos esfuerzos representan un peligro para la integridad del equipo, deben ser eliminados cuando menos hasta un nivel que no sean perjudiciales. El método universalmente aceptado como seguro para eliminar estos esfuerzos es el Térmico por lo que es frecuente que en las especificaciones de diseño se señale como requisito indispensable.

La eliminación térmica de los esfuerzos permite una gran variedad de procedimientos que van desde los hornos convencionales de mufla hasta métodos de inducción eléctrica.

El grado de eliminación de los esfuerzos está en función de la temperatura del postcalentamiento de ahí que sean aconsejables temperaturas del orden de los 650° C, que son las máximas a las que se puede llegar puesto que por arriba de ellas las transformaciones microestructurales mencionadas anteriormente se llevan a cabo.

Si los esfuerzos residuales son de tipo elástico, una deformación controlada los puede convertir en plásticos y con ello desaparece el problema, este enunciado es en el que se basan otros métodos de eliminación de esfuerzos residuales, pero que no son aceptados ante la dificultad de tener el grado exacto de deformación que garantice la plena eliminación de aquellos.

Uno de estos métodos es el de golpeo con "chorro de arena" o similares, el vibracional y el muy popular de golpear la soldadura con martillo, que si bien puede ofrecer alguna protección, los resultados no pueden garantizarse.

La causa por la que no se aceptan otros métodos de eliminación de esfuerzos y se aconsejan calentamientos cercanos al máximo se debe a la dificultad para medir el nivel de esfuerzos contenidos en una pieza o equipo. El único método confiable para la cuantificación de esfuerzos residuales y - que no necesariamente implica la destrucción de la pieza es el método de difracción de Rayos X, que está basado en la medición de las distancias interatómicas, lo cual no es nada sencillo y el equipo es costoso.

De los conceptos expresados anteriormente para el precalentamiento y para el postcalentamiento se desprende que los objetivos perseguidos por cada uno de ellos son francamente diferentes y de ahí que no pueda ser substituido uno por otro, y en muchos casos se requiere forzosamente de ambos.

#### 4.- PROCESOS DE SOLDADURA EMPLEADOS EN LA CONSTRUCCION DE CALDERAS Y RECIPIENTES A PRESION.

La construcción de esta clase de equipo requiere de la aplicación de la mayoría de los procesos comerciales que existen. Para ilustrar el campo de aplicación de cada proceso se tomarán como ejem

plo la información al respecto, de un diseñador de calderas y otro de recipientes a presión.

#### Calderas.

- Arco manual: boquillas, estructura y otros.
- Resistencia eléctrica: soldadura longitudinal de tubería.
- Inducción eléctrica: soldadura a tope en tubería.
- Arco sumergido: para formar el panel de tubería.
- Protección con gas: los cabezales.

#### Recipientes a presión.

- Arco manual: en los pasos de raíz de soldaduras del cuerpo.
- Arco sumergido: en la mayoría de las soldaduras del cuerpo.
- Protección con gas: en placas exteriores del cuerpo.
- Electrodo de Tungsteno: en soldaduras muy delicadas.
- Electroescoria: en cuerpos especialmente gruesos.
- Inducción eléctrica: como postcalentamiento.

Estos procesos en muchos casos han sido modificados, tanto en lo que se refiere al proceso en sí como al equipo, el cual se ha automatizado en un alto nivel; todo ello para lograr los altos niveles de calidad que se han venido solicitando cada vez - con mayor frecuencia.

#### 5.- COMENTARIOS FINALES.

La construcción de calderas y recipientes a presión ha estado experimentando continuas mejoras

en su diseño para alcanzar mejores eficiencias, sin embargo gran parte del éxito alcanzado debe atribuirse a los adelantos conseguidos en el campo de la soldadura, precisamente para aplicaciones en este tipo de equipo y de ahí que, un investigador<sup>(1)</sup> mencionara que: "Cada caldera y recipiente a presión es un monumento al alto desarrollo en el arte y la ciencia de la soldadura".

## 6.- BIBLIOGRAFIA.

- 1.- Losce, R.H.- High Quality Welding Used in the Modern Utility Power Boiler.- Welding Journal. U.S.A.- March 1963.
- 2.- Ando, Yoshio.- Fabrication of Pressure Vessels. Journal of Pressure Vessel Technology.- U.S.A.- February 1974.
- 3.- Stout, R.D. and Fense A. W.- Field Weldability of 5 LX Pipeline Steels (Final Report).- Lihigh University.- U.S.A.- May 1973.
- 4.- American Society for Metals.- Metals Handbook. 8th ed.- U.S.A.- 1961.
- 5.- Seferian, Daniel.- Metalurgia de las soldaduras.- Ed. Tecnos.- España.- 1963.
- 6.- American Welding Society.- Introductory Welding Metallurgy.- U.S.A./ 1971.





de la superficie, o específicamente de  $\gamma_{m\acute{a}x}$

### 4.1.2. Parámetros de burbujas

Para líquidos que "mojan" la superficie de calefacción, el tamaño de las partículas al abandonar la superficie, ha sido estudiado por mucha gente. Fritze & Wark proponen igualar la flotación y la tensión superficial para determinar la siguiente expresión

$$D_b = C_d \left( \beta \left[ \frac{2\gamma_0 \sigma}{g(\rho_p - \rho_r)} \right] \right) \quad (4.10)$$

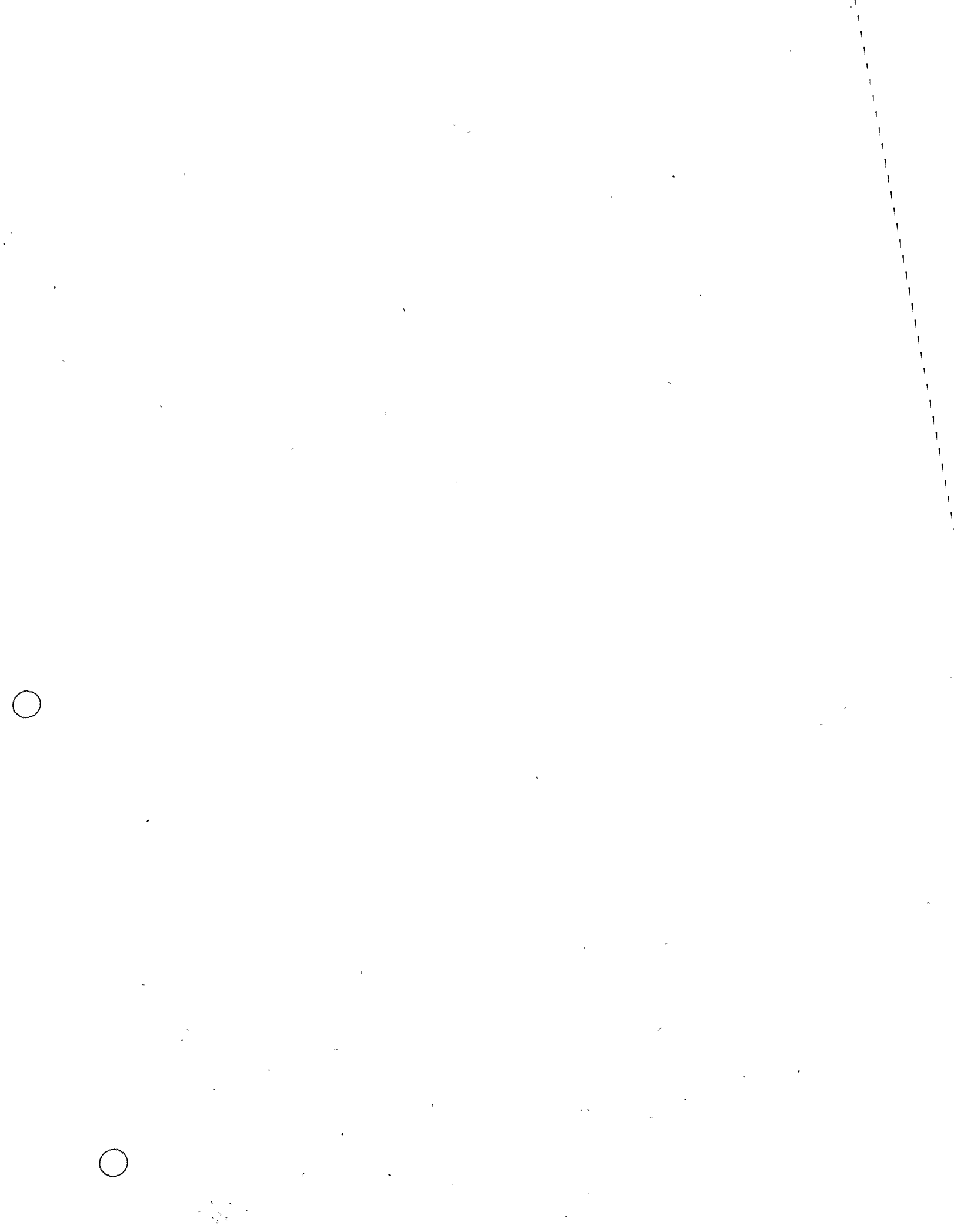
$$C_d \Big|_{H_2O} = 0.0148 \quad \text{experimental}$$

$\beta$  = coeficiente de compresibilidad isotérmica

Si embargo,

los diámetros de partida calculados mediante (4.10) no concuerdan muy bien con la información experimental. Cole y Rohsenow [9] correlacionaron los diámetros para varios

fluidos para  $\left( \frac{\rho}{\rho_{cr}} \right) < 0.2$  se tienen



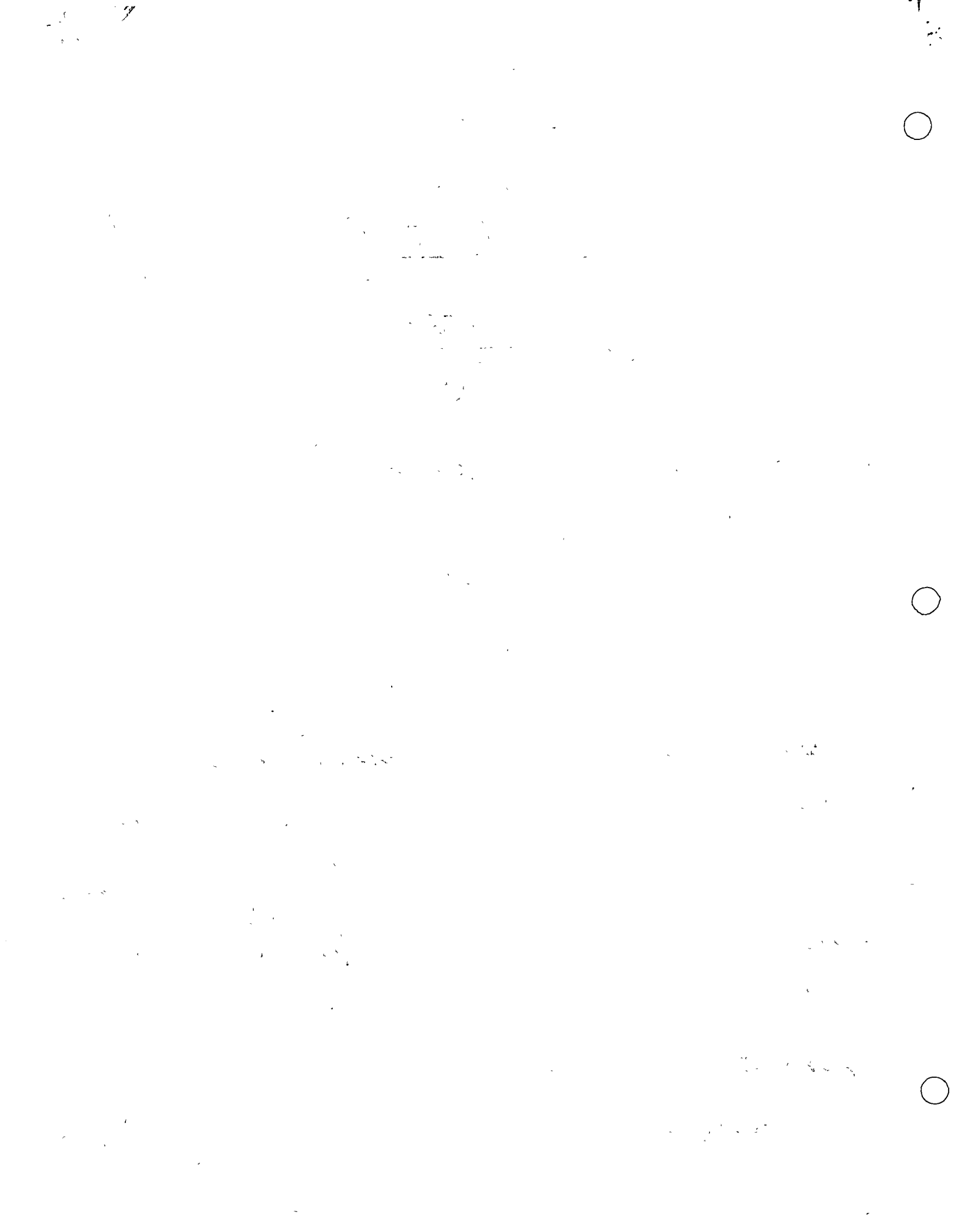
las siguientes ecuaciones

agua  $E_o^{1/2} = (1.5 \times 10^{-4}) (Ja^*)^{5/4}$   
 otros fluidos  $E_o^{1/2} = 4.65 \times 10^{-4} Ja^*^{5/4}$   
 donde  $E_o \equiv \frac{g(\rho_l - \rho_v) D_b^2}{\sigma}$   
 $Ja^* \equiv \frac{\rho_l c_p T_{sat}}{\rho_v h_{fg}}$

(4.11)

### 4.1.3. Ebullición en recipientes (Pool Boiling)

Mucha información se ha reunido y graficado de  $\frac{q}{A}$  vs.  $(T_p - T_{sat})$ , los efectos de geometría, tensión superficial, presión, tensión superficial, acabado, subenfriamiento, gases no condensables y campo gravitacional, han sido todos estudiados. La mayor parte de las relaciones resultantes involucran solo propiedades del fluido y <sup>por tanto</sup> no pueden incluir el efecto de la superficie sólida, sin embargo, puede esperarse que correlacionen el efecto de la presión para una combinación dada líquido-superficie.



ficie; una correlación muy empleada es [11]:

$$\frac{C_s(T_p - T_{sat})}{h_{fg}} = C_{sf} \left\{ \frac{g}{A} \left[ \frac{5}{g(p_g - p_v)} \right]^{1/2} \right\}^{1/3} P_{12}^S$$

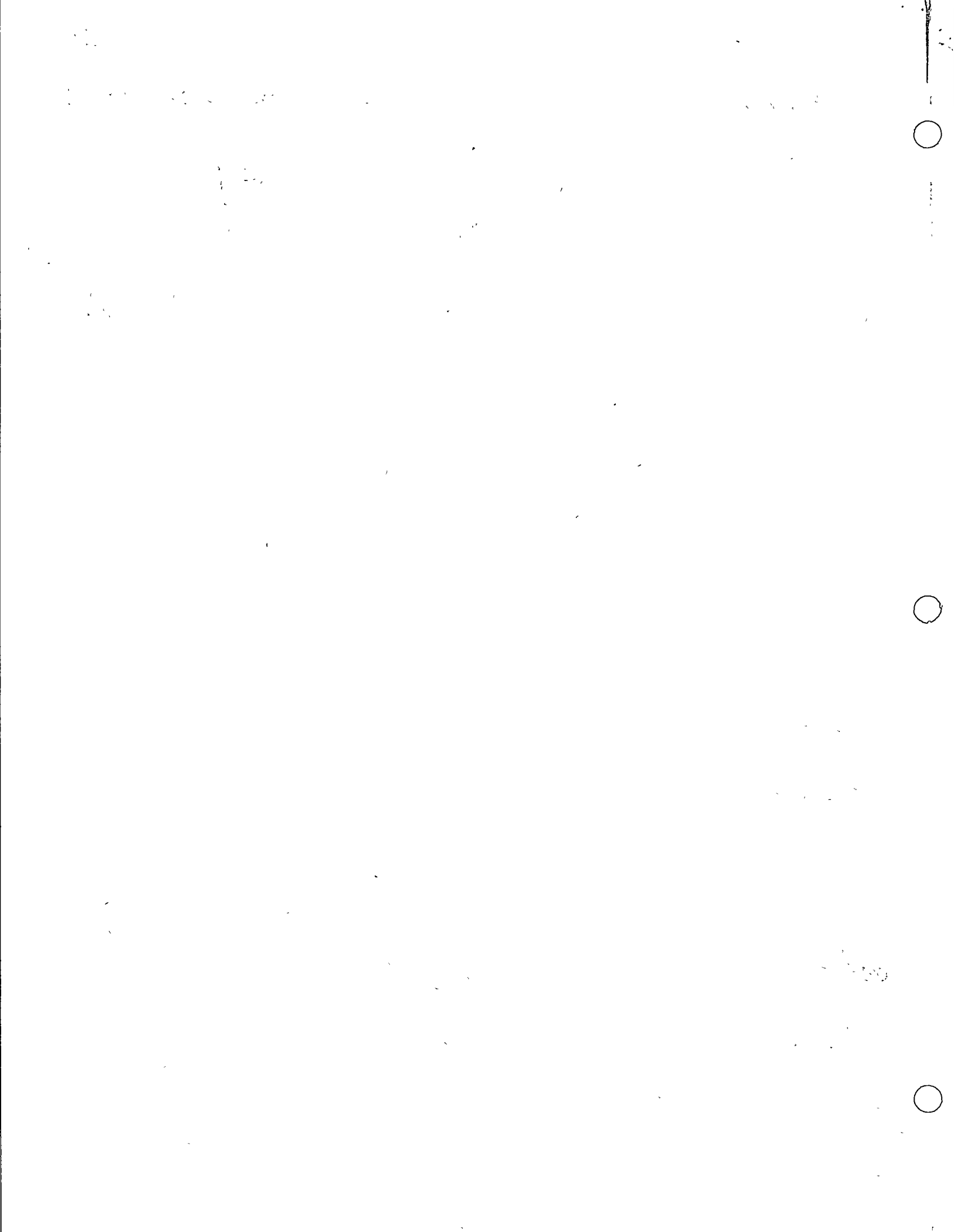
$0.003 \leq C_{sf} \leq 0.02$  dependiendo de la combin. sup. líq.  
 $S = 1.0$  para  $H_2O$   
 $S = 1.7$  para otros fluidos

(4.12)

La ecuación (4.12) ha correlacionado con éxito el efecto de la presión para una amplia gama de líquidos, específicamente agua a baja presión (de 0.06 a 1 bar), siempre que  $S = 1$

Una incógnita de importancia en la ebullición en recipientes es como la superficie sólida influye cuantitativamente en la información disponible. (distribución del tamaño de cavidades)

Mikic [12] intentó mostrar como la distribución del tamaño de cavidades para cualquier superficie influye en la posición de la curva de



$\frac{q}{A}$  Vs.  $\Delta T$  en ebullición de recipientes. Se supone que el número de cavidades de radio mayor que  $r$  es posible expresarlo mediante:

$$n = \left( \frac{r_0}{r} \right)^m \quad (4.13)$$

$r_0$  = radio de la cavidad mayor

$r_0, m$  } determinación directa de mediciones de distribución de cavidades [13]

Se puede entonces expresar el flujo de calor mediante la siguiente relación

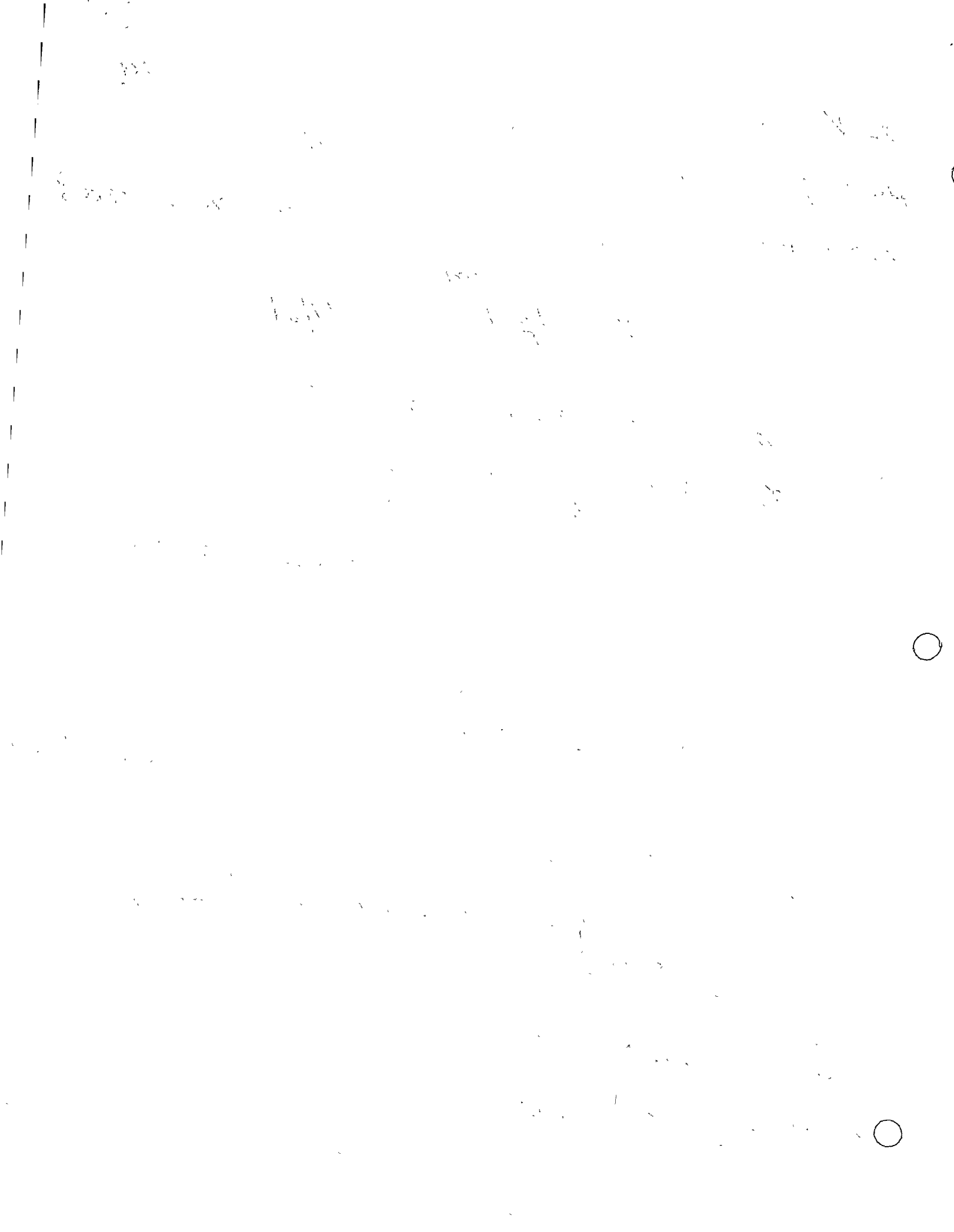
$$\frac{q}{A} = \frac{A_{nc}}{A} \left( \frac{q}{A} \right)_{nc} + \left( \frac{q}{A} \right)_b$$

$\frac{A_{nc}}{A}$  } fracción del área donde no se forman burbujas

$\left( \frac{q}{A} \right)_{nc}$  } Convección natural en dicha área.

(4.14)

El término  $\left( \frac{q}{A} \right)_b$  puede obtenerse de las correlaciones siguientes:





$$\left(\frac{q}{A}\right)_b \frac{1}{\mu h_{fg}} \sqrt{\left(\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)}\right)} = B (\phi \Delta T)^{m+1} \quad (4-15)$$

donde:

$$B = \frac{T_2 J^m}{2} \frac{2}{\sqrt{\pi}} \frac{g_0^{11/8}}{g^{9/8}} C_2^{5/3} C_3^{1/2} \quad (4-16)$$

$$\phi = \frac{k_e^{m+1} \rho_l^{1/2} \rho_v^{17/8} C_2^{19/8} h_{fg}^{(m-23/8)} \rho_v^{(m-15/8)}}{\mu [(\rho_l - \rho_v)]^{9/8} \sigma^{(m-11/8)} T_p^{(m-15/8)}} \quad (4-17)$$

$$C_2 = 0.00016 \text{ para } H_2O$$

$$C_2 = 0.000465 \text{ para otros líquidos}$$

$$C_3 = 0.6$$

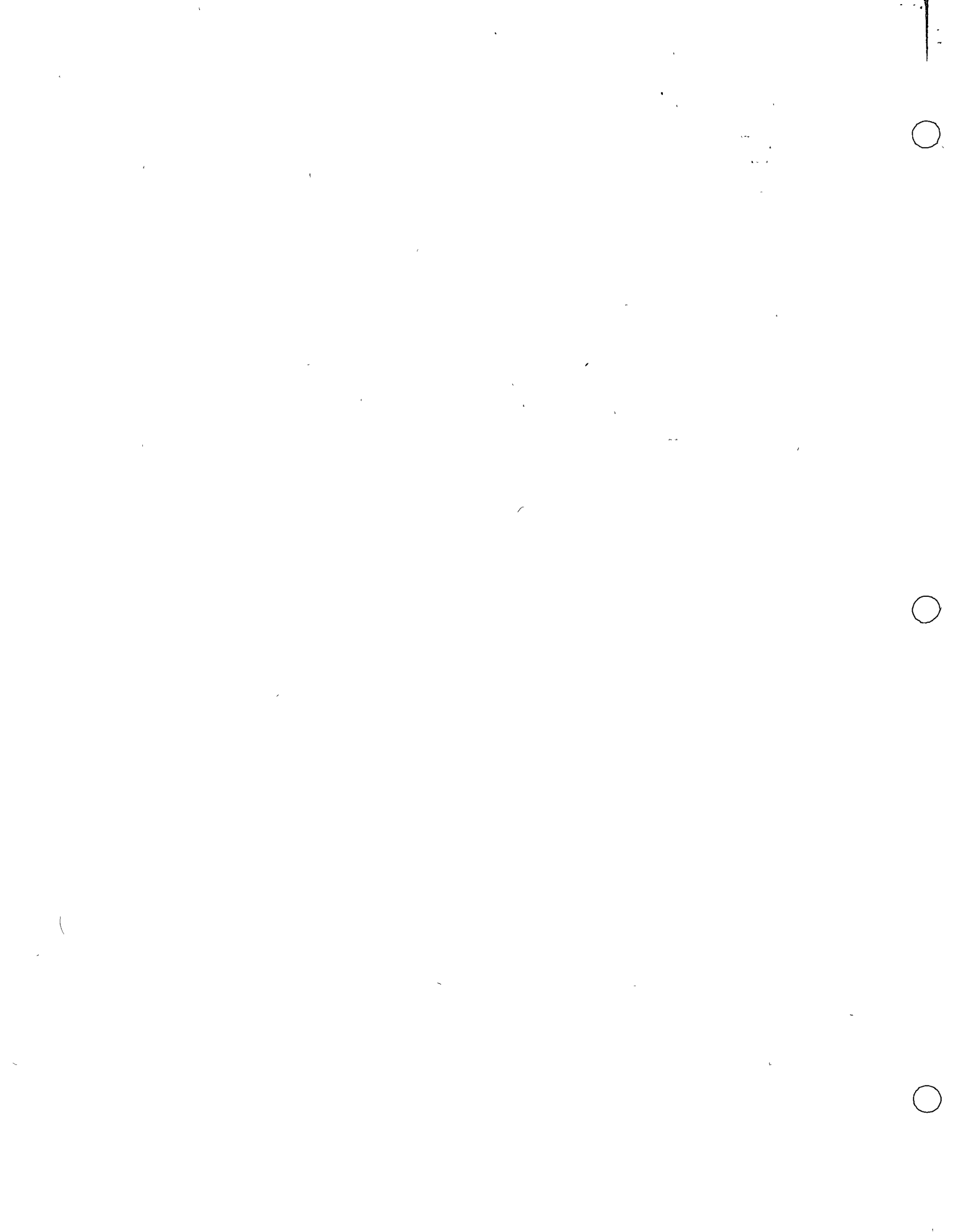
$B = B$  (distribución de cavidades)

$\phi = \phi$  (propiedades del fluido, con excepción de  $m$ )

Para la mayoría de los fluidos:

$$\left(\frac{q}{A}\right)_b \gg \left(\frac{q}{A}\right)_{nc} \text{ en (4-14) y puede despreciarse}$$

La distribución de cavidades para la mayoría de las superficies para las cuales se cuenta

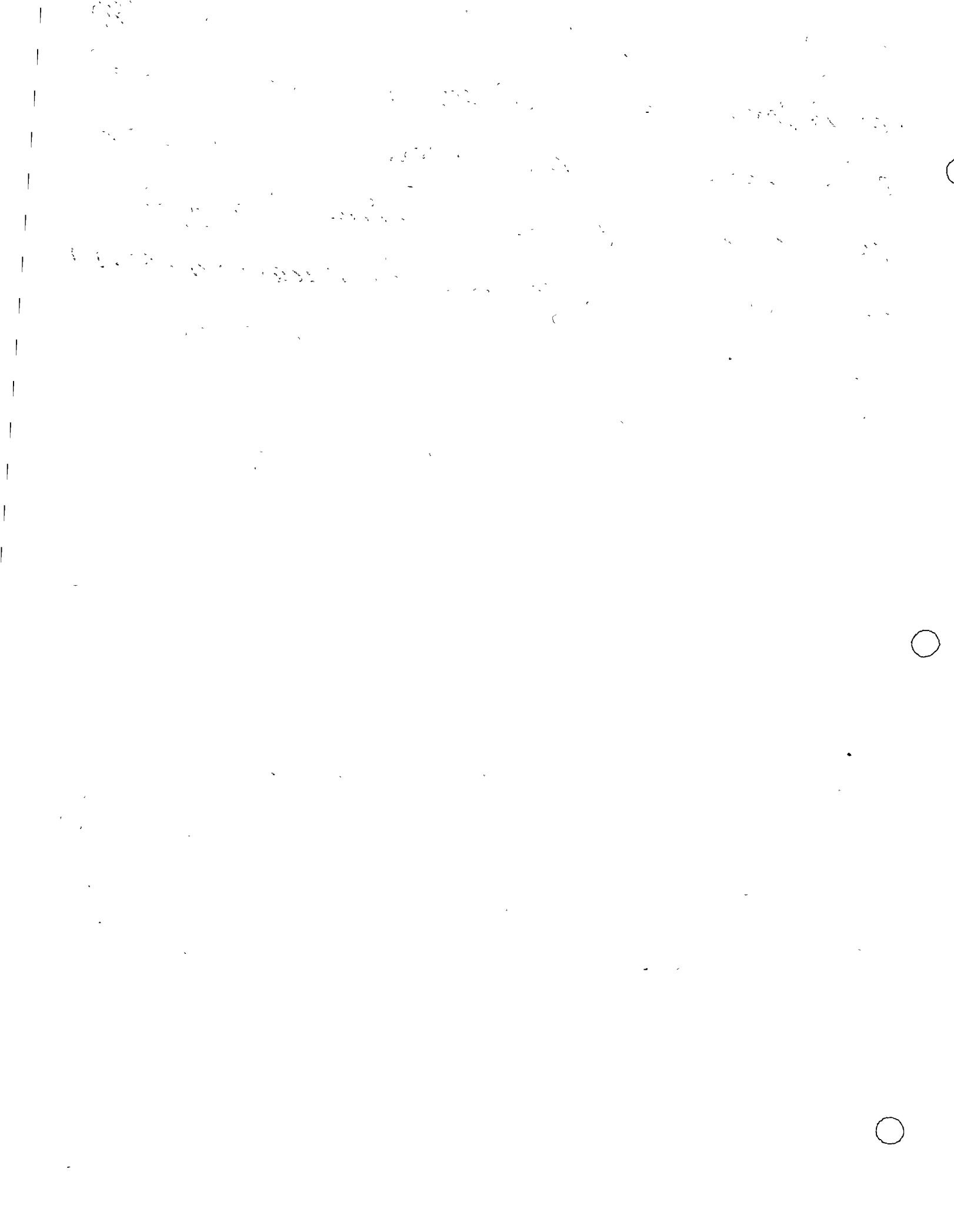


con información, no ha sido medida. En estos casos, los resultados de ebullición pueden usarse para determinar "m" y "B".

Mikic [12] demuestra que la ecuación (4.15) usada de esta manera si correlaciona información de ebullición existente.

Este problema se investiga actualmente. Parece ser que la caracterización de la superficie para predicción de la curva de ebullición debe también incluir por lo menos el ángulo de contacto de la burbuja.

La ebullición de metales líquidos sigue casi el mismo comportamiento que los no-metales, la ecuación 4.5 predice sobrecalentamientos mucho mayores en la nucleación para un tamaño de cavidades dado



### 4.1.4 FLUJO CRITICO DE CALOR, EBULLICION EN RECIPIENTES

Los investigadores en el campo han sugerido una variedad de correlaciones para flujo crítico. Una característica común a todos es la correlación de  $\left(\frac{q}{A}\right)_{crit} \left(\frac{1}{\rho_v h_{fg}}\right) V_s$  (alguna función de la presión. Esta cantidad representa el flujo de vapor alejado de la superficie caliente. Las correlaciones de Zuber [14], Kutateladze [15] y Chang [16] se basan en la inestabilidad hidrodinámica de los "chorros" líquidos provenientes de los lugares de nucleación, la que sigue es la correlación de Zuber:

$$\frac{(q/A)_{crit}}{\rho_v h_{fg}} = 0.18 \left[ \frac{\sigma(\rho_l - \rho_v) g g_0}{\rho_v^2} \right]^{1/4} \left[ \frac{\rho_l}{\rho_l + \rho_v} \right]^{1/2} \quad (22)(4.18)$$

Para metales líquidos, Noyes y Lunie [17], sugieren:

1. The first part of the document  
describes the general situation  
of the country and the  
state of the economy.  
It also mentions the  
main problems that  
the government is facing.

2. The second part of the document  
describes the measures that  
the government has taken  
to solve these problems.  
It also mentions the  
results of these measures.

3. The third part of the document  
describes the future plans  
of the government.  
It also mentions the  
challenges that the  
government will face.

$$\left(\frac{q}{A}\right)_{crit} = 0.16 \rho_v h_{fg} \left[ \frac{\sigma (P_s - P_v) g g_0}{\rho_v^2} \right]^{1/4} + K_{NL} \quad (4.19)$$

ECUACION DE KUTATELADZE

Para Sodio (Na) de 0.1 bar a 1.51:  $K_{NL} = 4 \times 10^5$

Para Potasio (K) de 0.01 a 1.51 bar:  $K_{NL} = 3 \times 10^5$

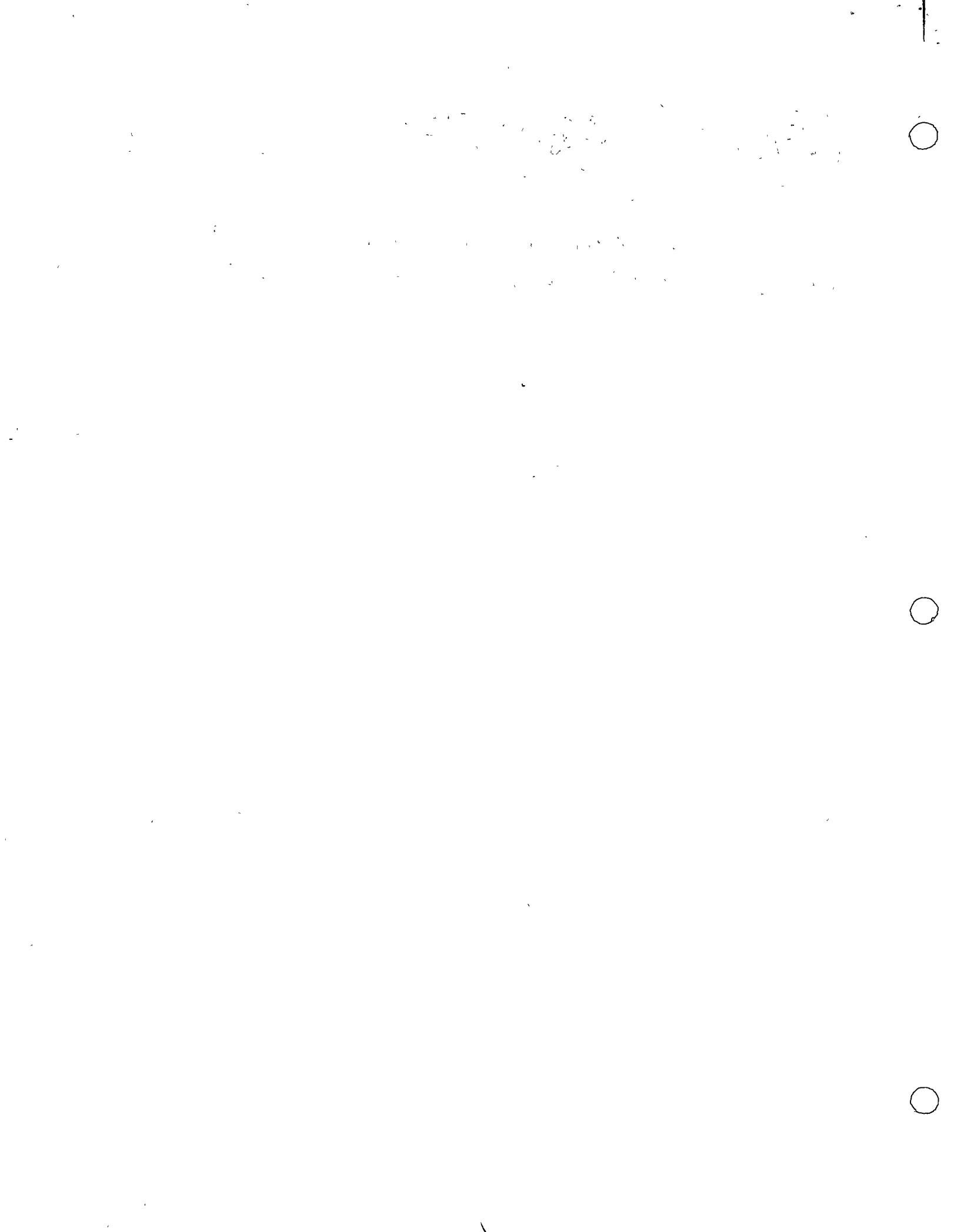
Las ecuaciones anteriores se aplican a líquido saturado, para líquidos subenfriados Zuber [14], modificó la ecuación (4.17) como sigue:

$$\frac{(q/A)_{crit, sat}}{(q/A)_{crit, sub}} = 1 + \frac{5.3}{\rho_v h_{fg}} \sqrt{k_x \rho_c} \left[ \frac{\sigma (P_s - P_v) g g_0}{\rho_v^2} \right]^{-1/8} \left[ \frac{g (P_s - P_v)}{g_0 \sigma} \right]^{1/4} (T_{sat} - T_{lig}) \quad (4.20)$$

La cual ha sido verificada experimentalmente con información para agua y alcohol etílico a presiones inferiores a 9.8 bars

4.1.5 Convección forzada sub-enfriada y de pobre calidad.

La información en este régimen sigue una trayectoria como se muestra en la parte superior izquier-





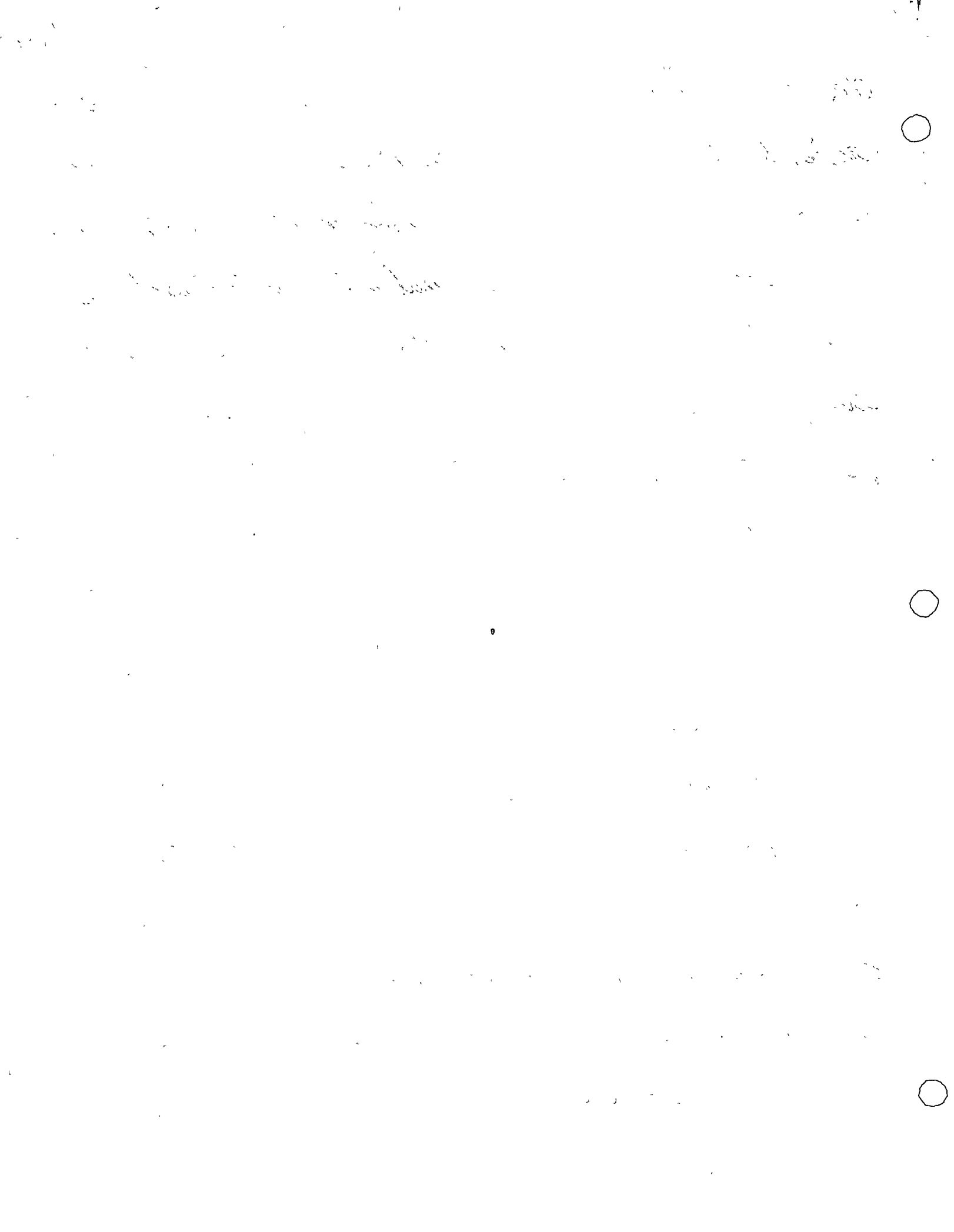
da de la fig. 4.1, no existe ebullición a la izquierda de la línea de ebullición incipiente, tal como se determinó en conexión con la fig. (4.3).

Esta curva se aplica a cualquier velocidad y sub-enfriamiento. Mas allá de esta línea, la ebullición en núcleos ocurre y las curvas, independientemente de la velocidad o el sub-enfriamiento,

parecen convergir en una curva de ebullición plenamente desarrollada, cuya localización es totalmente indiferente tanto de la velocidad como del sub-enfriamiento. La evidencia de esto se aprecia en la fig. 4.4, donde los datos para varias velocidades y sub-enfriamientos convergen a altos flujos de calor hacia una curva sencilla de ebullición.

En una gráfica de  $q''$  vs.  $(T_p - T_{sat})$ , fig. 4.5, se dibuja

la curva de convección forzada sin ebullición



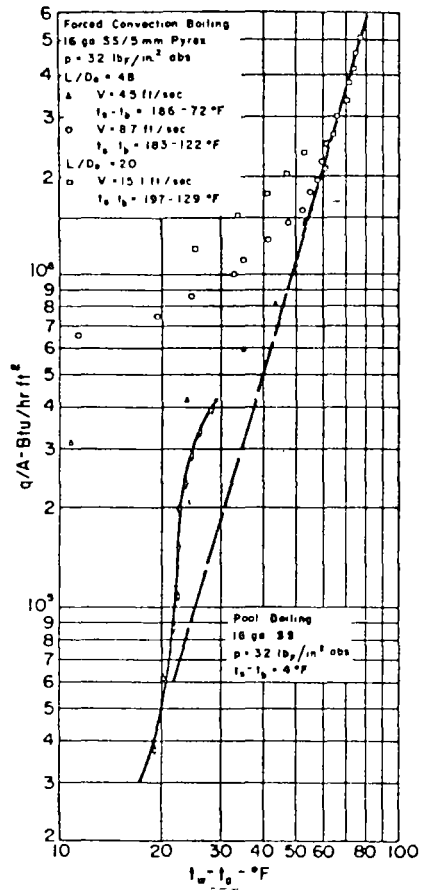
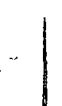


Fig. 4.4 CONVECCION Forzada, ebullición SUPER FICIAL Y EN RECIPIENTES PARA TUBO DE ACERO INOXIDABLE. (Segun Bergles & Rohsenow. [18])



Para un subenfriamiento y una velocidad dada. Entonces por el procedimiento de la fig. (4.3) localícese el punto de ebullición incipiente. Entonces dibuje la curva de ebullición plenamente desarrollada  $q''_B$  si se conoce a una pendiente de 3. Lo cual puede aproximarse por la curva de ebullición en recipientes, si se conoce, para la misma superficie. Localícese la magnitud  $q''_{Bi}$  inmediatamente abajo del punto de ebullición incipiente. Revisando una sugerencia de Kutateladze [19], Bergles y Rohsenow [18] sugieren la siguiente ecuación para interpolar

$$\frac{q''}{q''_{FC}} = \left[ 1 + \left( \frac{q''_B}{q''_{FC}} \right) \left( 1 - \frac{q''_{Bi}}{q''_B} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4.21)$$



20

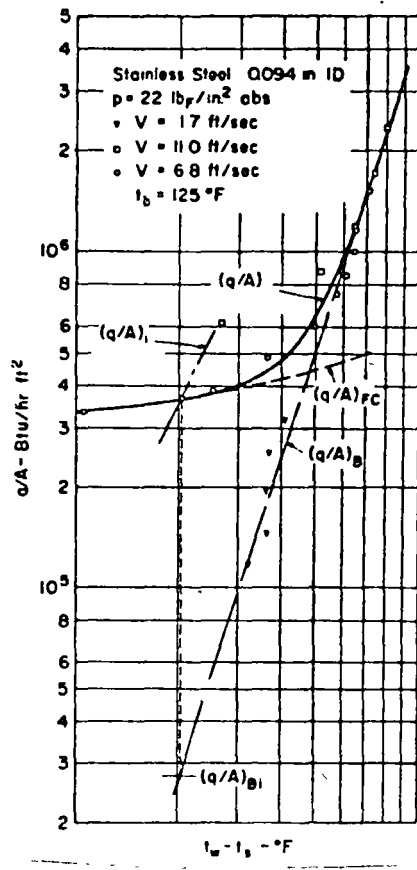


FIG. 4.5 PROCEDIMIENTO SUGERIDO PARA CONSTRUCCION DE LA CURVA PARA EBULLICION SUPERFICIAL EN CONVECCION FORZADA (Bergler & Rohsenow [18])





Que es una curva asintótica a la curva  $q''_{FC}$  en el punto de ebullición incipiente y asintótica a  $q''_B$  para  $Sk_j$ os de calor elevados. Una sugerencia alternativa [18] es una simple ecuación aditiva o de superposición que tenga las mismas asintotas:

$$q'' = q''_{FC} + q''_B + (-q''_{Bi}) \quad (4.22)$$

Cualquiera de ambas ecuaciones (4.21 & 4.22) concuerda razonablemente bien con datos experimentales.

Basándose en la suposición que las características superficiales no influyen apreciablemente la posición de la curva de ebullición plenamente desarrollada en convección forzada, se propusieron las siguientes dos ecuaciones para convección forzada de



calidad interior y subenfriada:

$$\text{Jens-Lotteo [20]: } T_p - T_{\text{sat}} = \frac{60}{e^{P/900}} \left( \frac{q''}{10^6} \right)^{1/4} \quad (4.23)$$

$$\text{Weatherhead [21]: } T_p - T_{\text{sat}} = (90 - 0.127 T_{\text{sat}}) \left( \frac{q''}{10^6} \right)^{1/4} \quad (4.24)$$

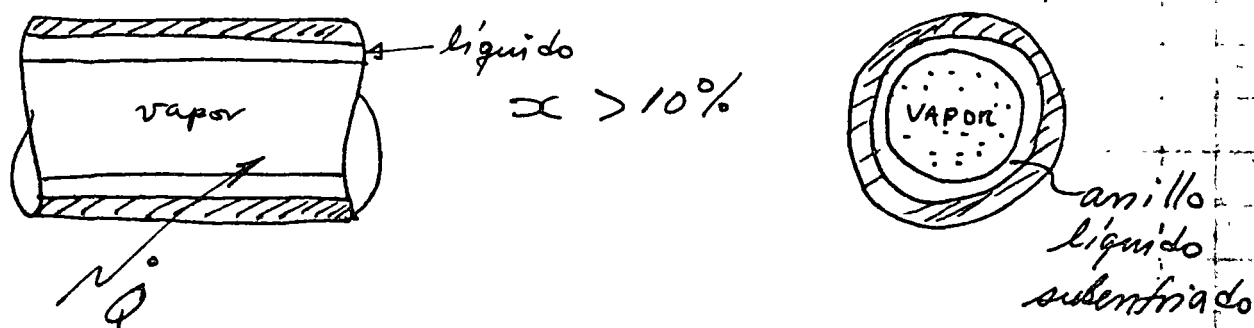
donde  $T_s$  está en °F y  $p$  en psia. Mas recientemente

Thom [22] sugirió:

$$T_p - T_{\text{sat}} = \frac{72}{e^{P/1260}} \left( \frac{q''}{10^6} \right)^{1/4} \quad (4.25)$$

Que parece estar más adecuada para flujos de calor interiores a bajas presiones.

#### 4.1.6 CONVECCION FORZADA (ALTA CALIDAD)



La evidencia de eliminación de nucleación se muestra en la fig. 4.6



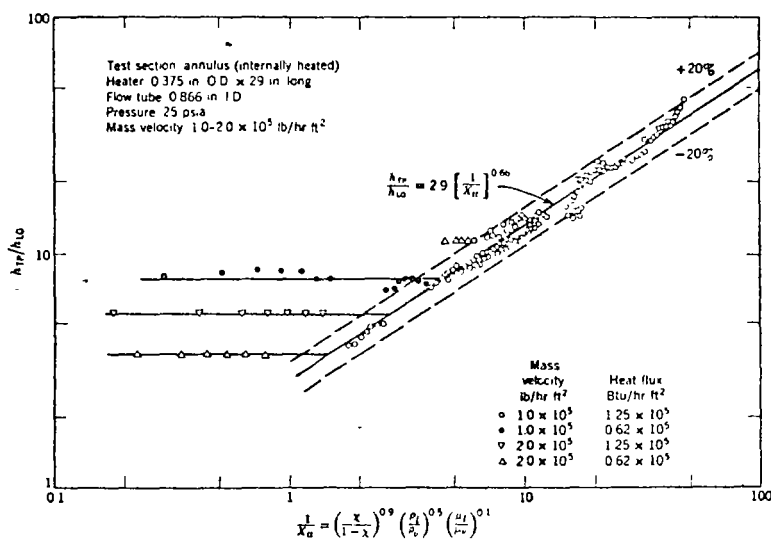
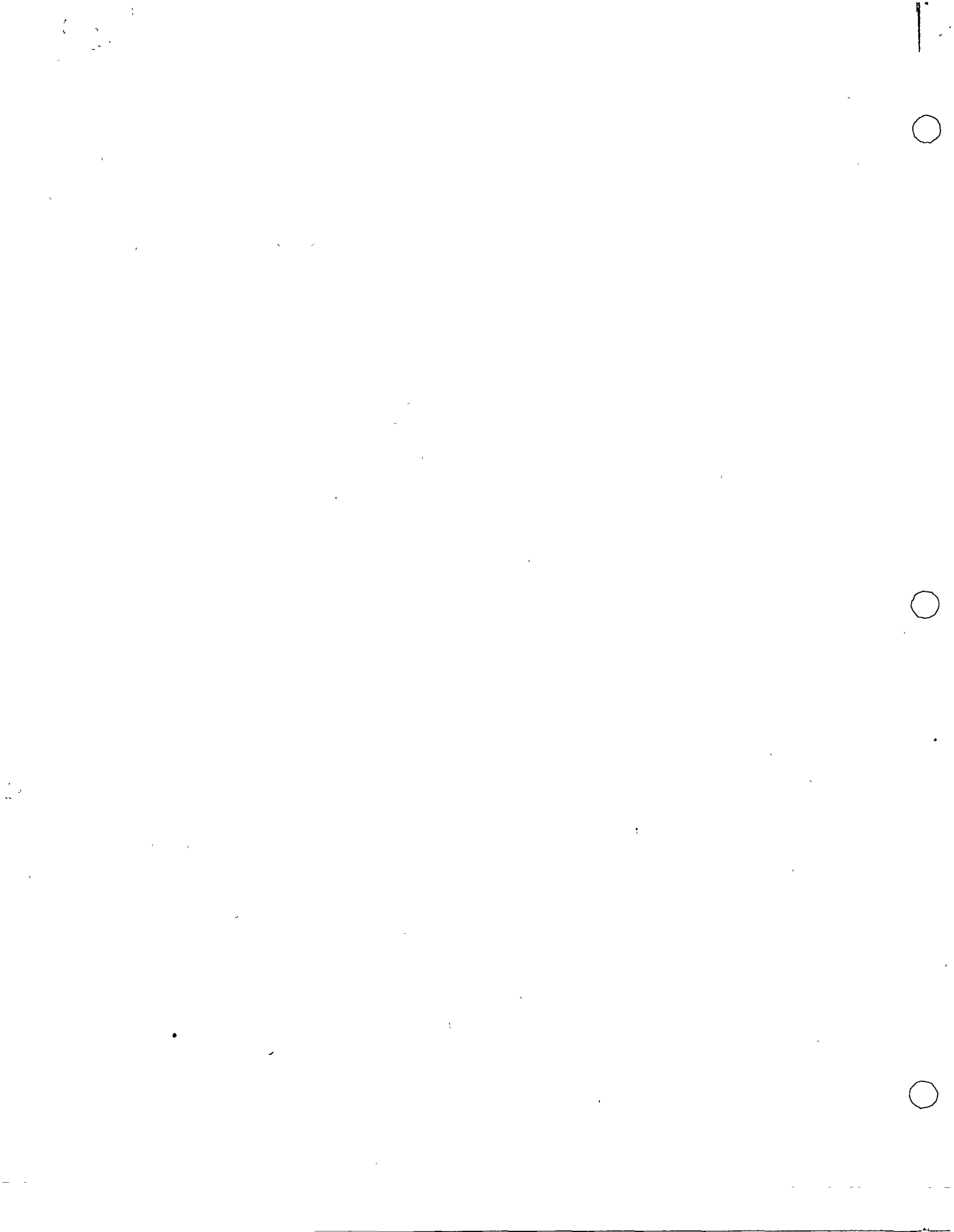


Fig.(4.6) VARIACION DEL COCIENTE DE COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR CON EL PARAMETRO DE MARTINELLI



### 4.1.7 INFORMACION SOBRE "FLUJO CRITICO DE CALOR"

Se define el "Flujo crítico de calor" como el flujo en el cual se empieza a presentar un incremento pronunciado de la temperatura de la pared calefactora, que puede dar como resultado el colapso del tubo o de la superficie.

Se muestran algunos resultados experimentales por Smolin [23], que relacionan el flujo crítico ( $\frac{q}{A}$ ) con la longitud para tuber de sección circular, para bajas y altas presiones (ver fig. 4.7 y 4.8)

### 4.1.8. Ebullición de película.

La ebullición en forma de película como un proceso de enfriamiento no ha tenido amplia aceptación comercial debido a las altas temperaturas superficiales que se detectan; en el futuro, con mejores materiales podría encontrar aplicación, sin embargo





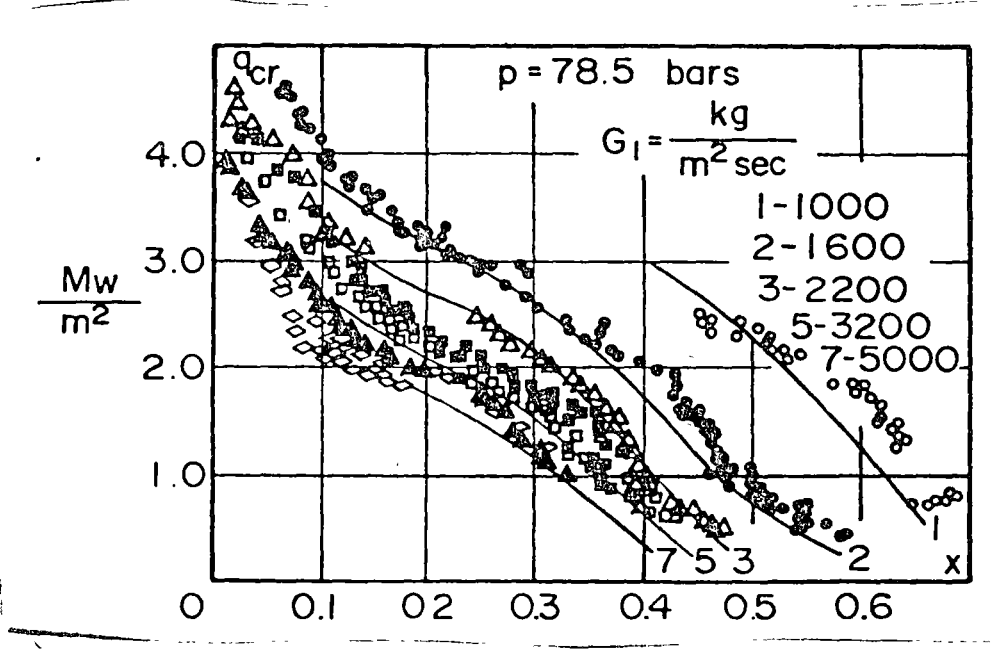


Fig. 4.7 FLUJO CRITICO DE CALOR EN TUBOS REDONDOS (Smolin [23]).

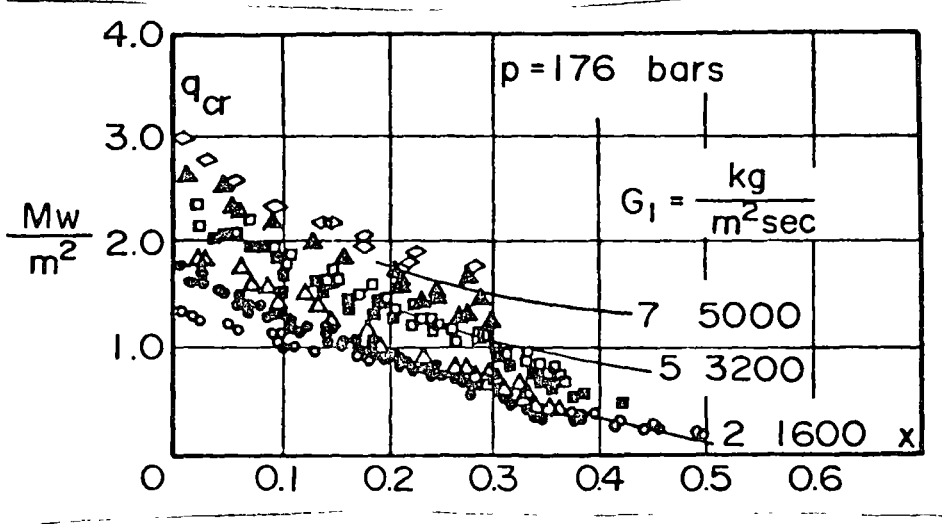
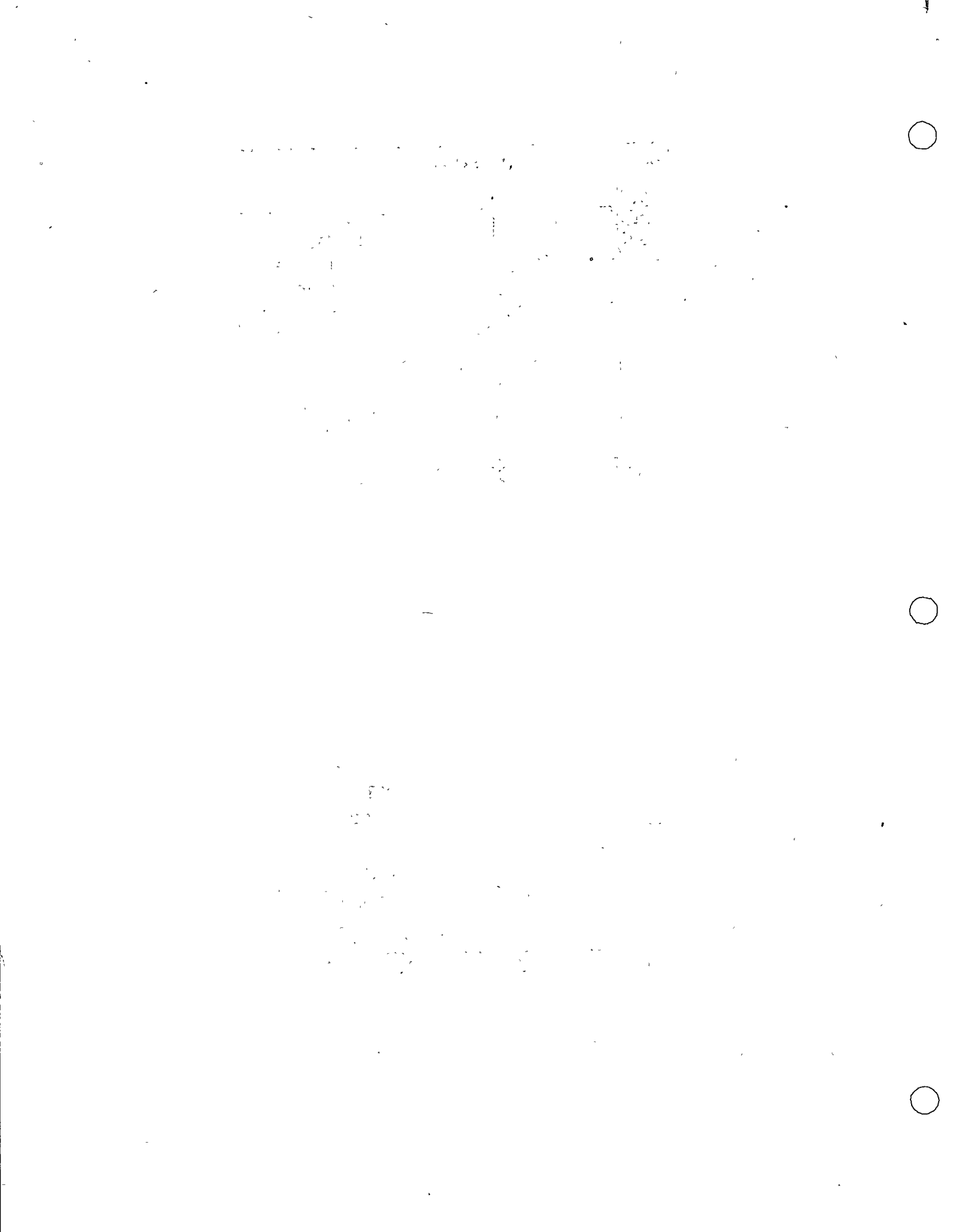


Fig. 4.8 (Cont. Fig. 4.7, alta presión).



Se encuentra en algunos procesos químicos y en sistemas criogénicos.

En este proceso la evaporación se lleva a cabo en la interfase líquido vapor por conducción y radiación de la superficie de calefacción a través de la película de vapor, en la referencia [9] se encuentran las siguientes correlaciones:

Para flujo mínimo que mantenga la película:

$$\left(\frac{q}{A}\right)_{\min} = 0.09 \rho_{vs} h_{fg} \left[ \frac{g(\rho_l - \rho_v)}{\rho_{vs} \mu_v} \right]^{1/2} \left[ \frac{g_0 r}{g(\rho_l - \rho_v)} \right]^{1/4} \quad (4.26)$$

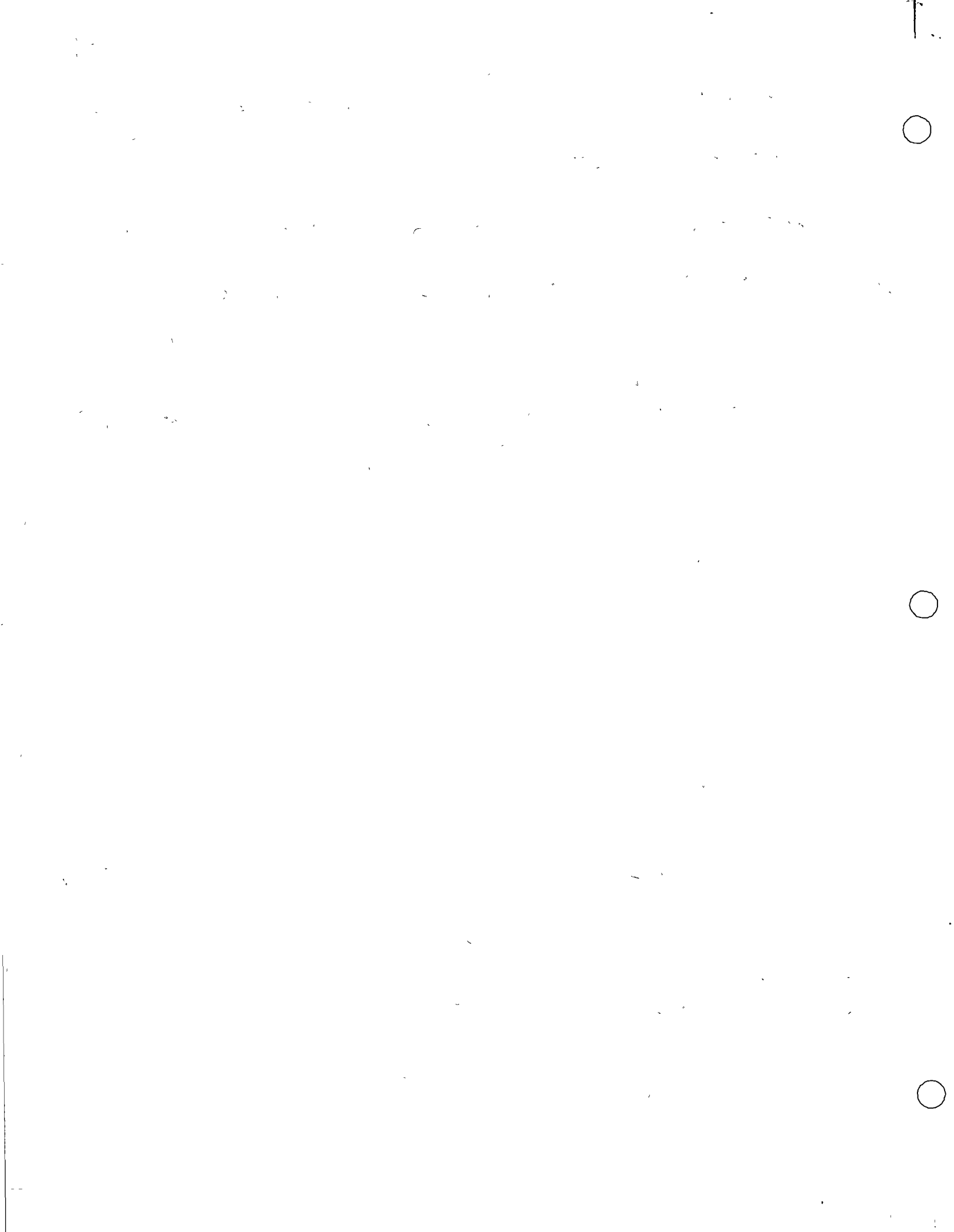
Para régimen estable:

$$h_c = 0.62 \left[ \frac{k_v^3 \rho_v (\rho_l - \rho_v) g (h_{fg} + 0.4 c_{pv} \Delta T)}{D_o \mu_v (T_p - T_{sat})} \right]^{1/4} \quad (4.27)$$

donde:

$\rho_{vs}$  = densidad del vapor a la temperatura media de la película

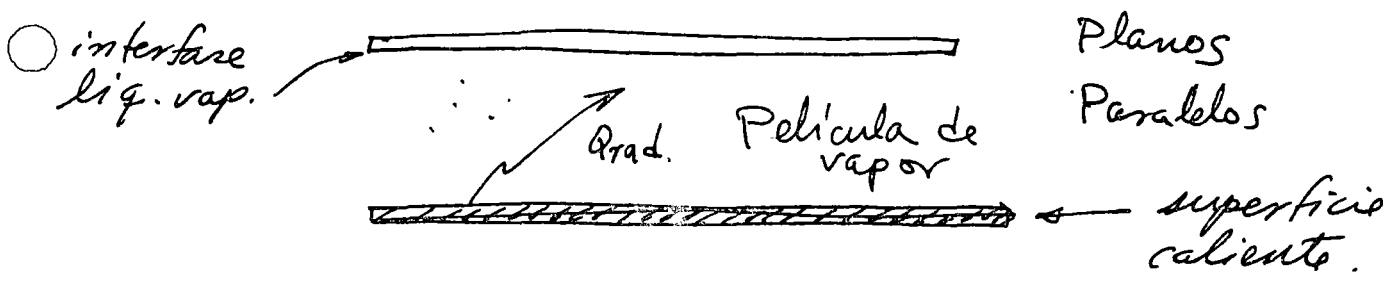
$h_c$  = coeficiente asociado con conducción únicamente



La radiación contribuye a la transferencia e incrementa el espesor de la película, reduciendo la contribución efectiva de la conducción, el coeficiente total está dado por:

$$h = h_c \left( \frac{h_c}{h} \right)^{1/3} + h_r \quad (4.28)$$

$h_r$  se calcula para radiación entre dos planos paralelos

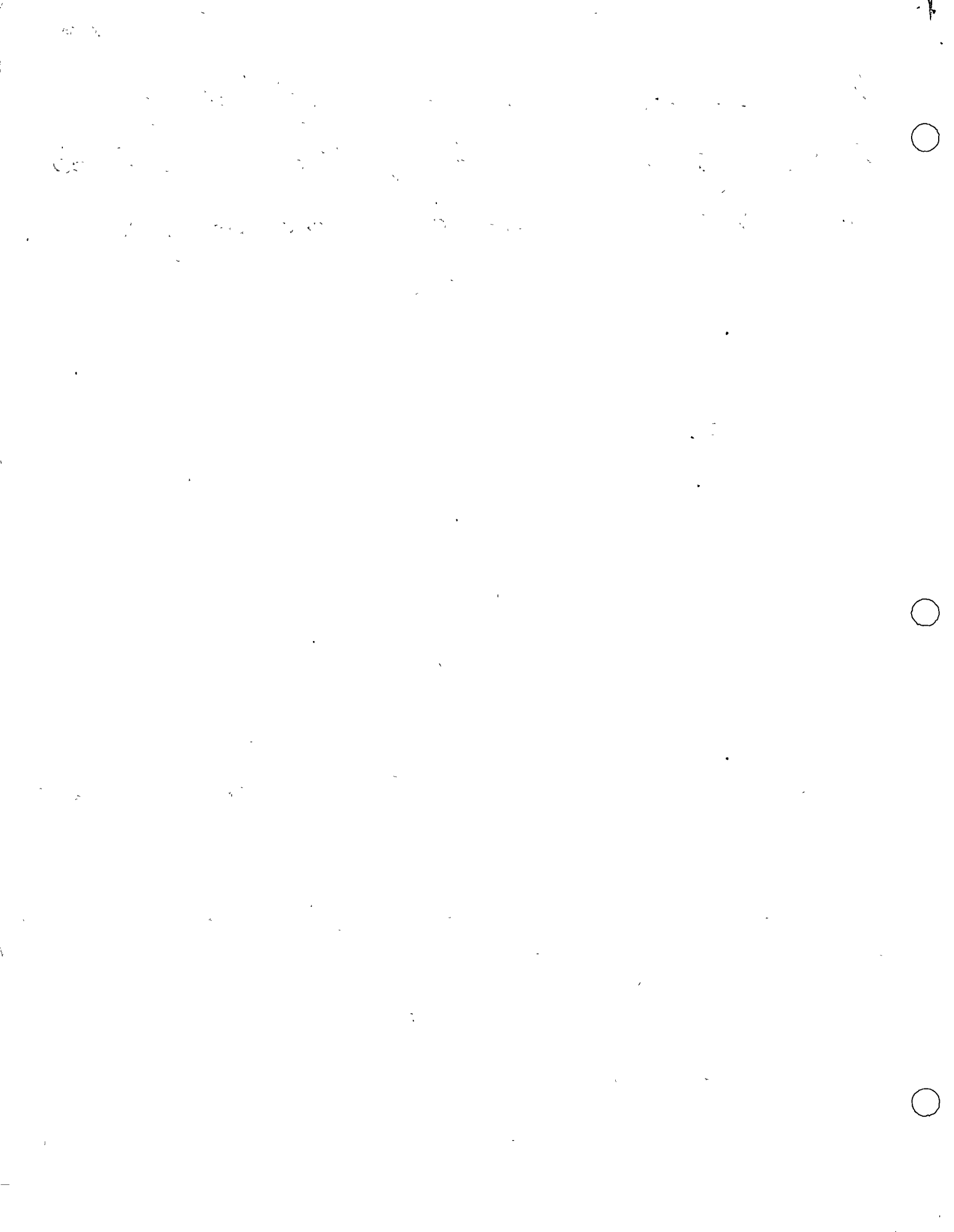


Para convección forzada en tubos [9] para  $V_{\infty} > 2\sqrt{gD}$  se tiene:

$$h_c = 2.7 \sqrt{\frac{V_{\infty} k_v Pr (h_{fg} + 0.4 C_p \Delta T)}{D_o (\Delta T)}} \quad (4.29)$$

además:  $h = h_c + \frac{7}{8} h_r \quad (4.30)$

En las figuras (4.9) y (4.10) se muestran algunos resultados experimentales [9]



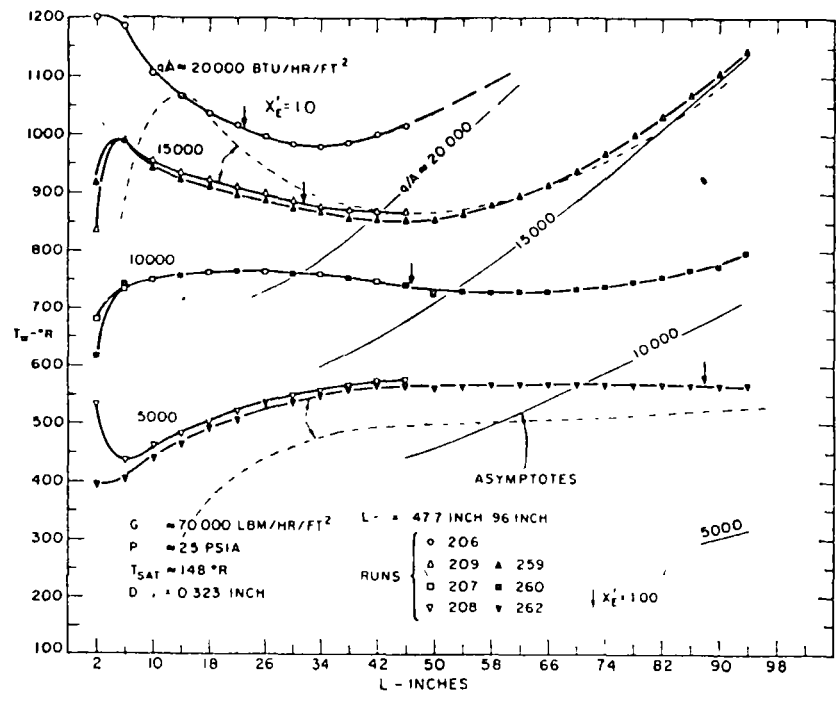


Fig. 4.9. Perfil de temperatura de la pared del tubo en ebullición de película. [9]

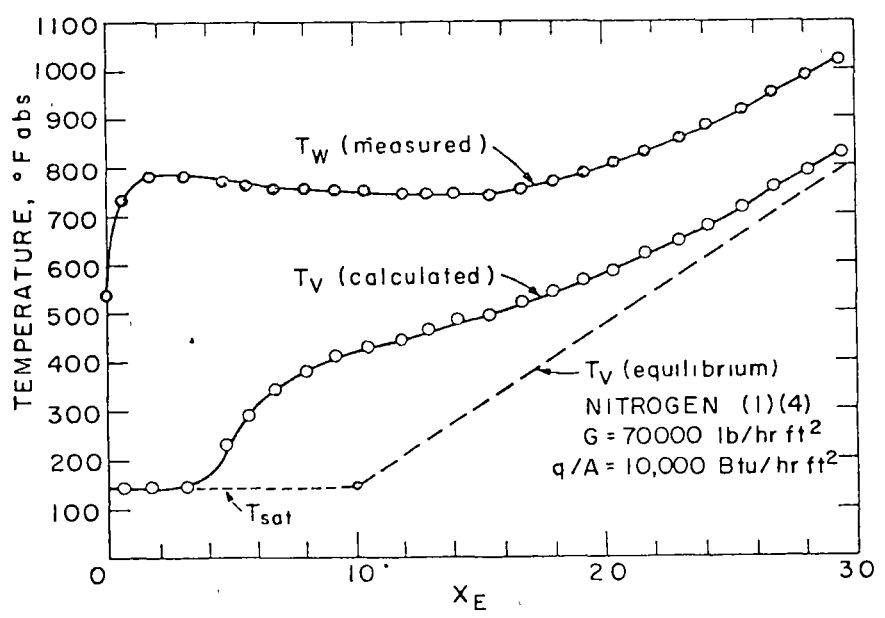
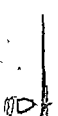


Fig. 4.10 SOBRECALENTAMIENTO DEL VAPOR EN FLUJO DURANTE EBULLICION DE PELICULA. [9].

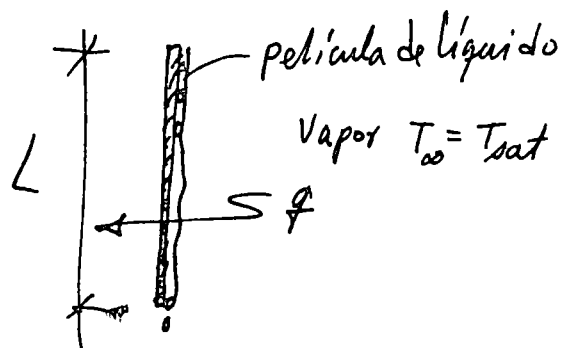




## 4.1.9 CONDENSACION

Este cambio de fase tambien representa serias limitaciones para los investigadores que desean establecer un modelo matematico preciso, el ingeniero alemán Wilhelm Nusselt (1916) analizó la formación de condensados para varias geometrias [9], sus resultados para una placa vertical condensando vapor estancado se reducen a la expresion:

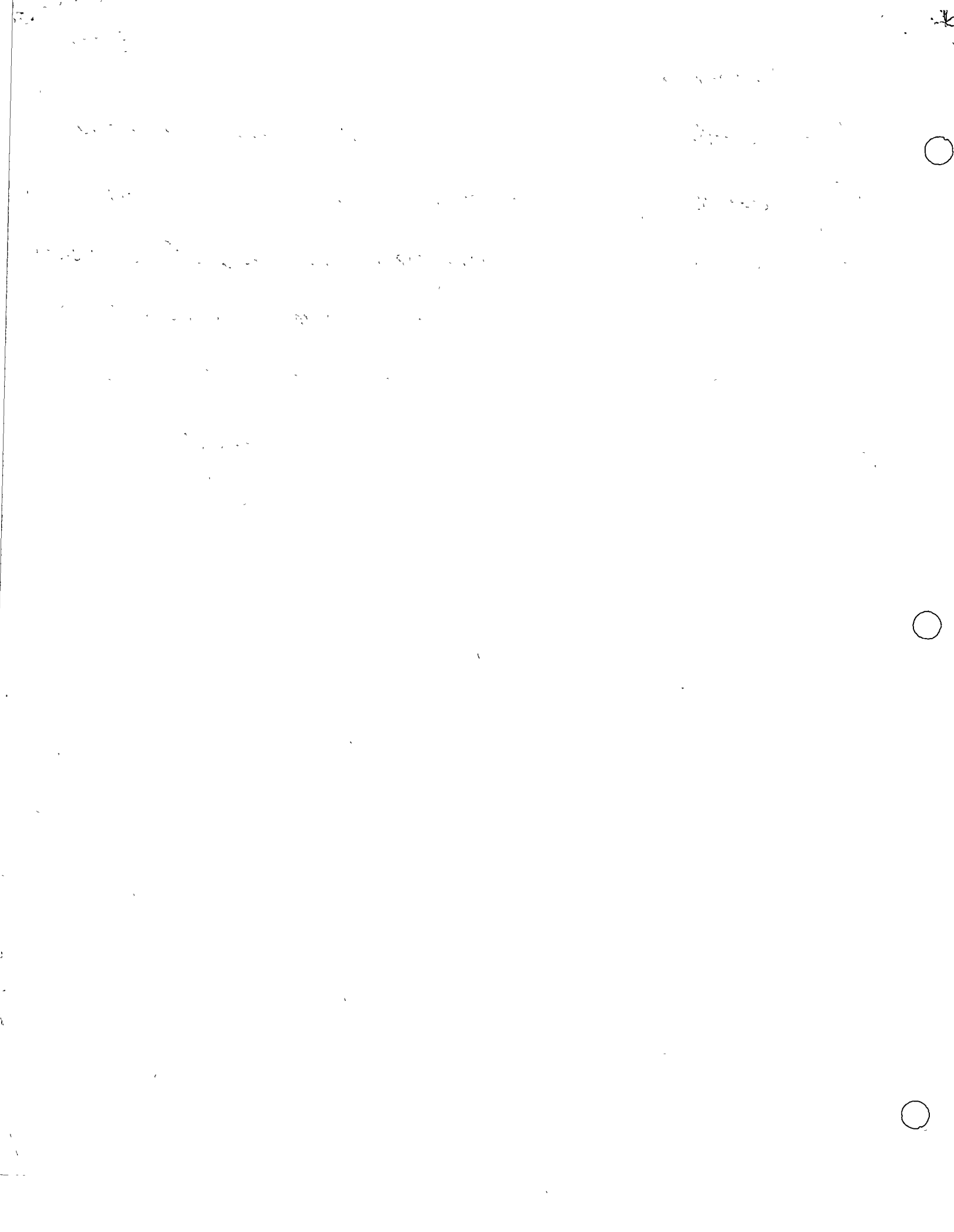
$$(4.31) \quad h(T_{sat} - T_p) = \frac{q}{A} = 0.943 \sqrt[4]{\left(\frac{g \rho_l^2 k_l^3 h_{fg}}{L \mu_l}\right)} (T_{sat} - T_p)^{0.75}$$

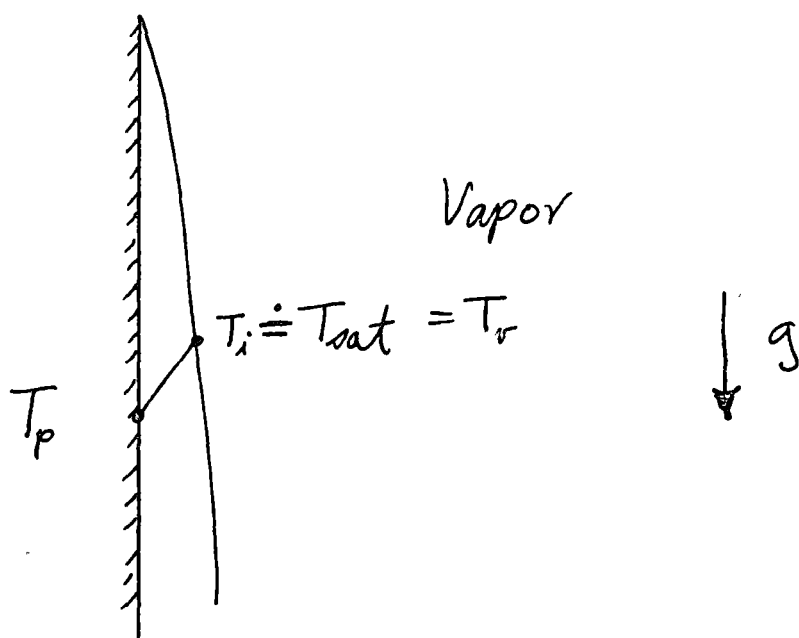


Posteriormente Rohsenow [9] propuso la siguiente que incluye una distribución no lineal de temperatura y un gradiente gravitacional de presión:

tacional de presión. :

$$h(T_{sat} - T_p) = \frac{q}{A} = 0.943 \sqrt[4]{\frac{g \rho_l (\rho_l - \rho_v) k_l^3 [h_{fg} + 0.68 C_p (T_{sat} - T_p)]}{L \mu_l}} (T_{sat} - T_p) \quad (4.32)$$



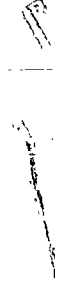


Formación de capa límite en la condensación de película en una pared fría

Para no-metales  $T_i \equiv T_{sat}$  (Temp. interfase)

Para vapores metálicos:  $T_{sat} - T_i$  puede ser grande en comparación con  $T_i - T_p$

Finalmente se muestra en la fig. 4.11, el empleo de la correlación de Martinelli [9] comparada con resultados experimentales donde puede apreciarse que concuerdan razonablemente con la teoría.



Handwritten marks and scribbles at the bottom left corner of the page.

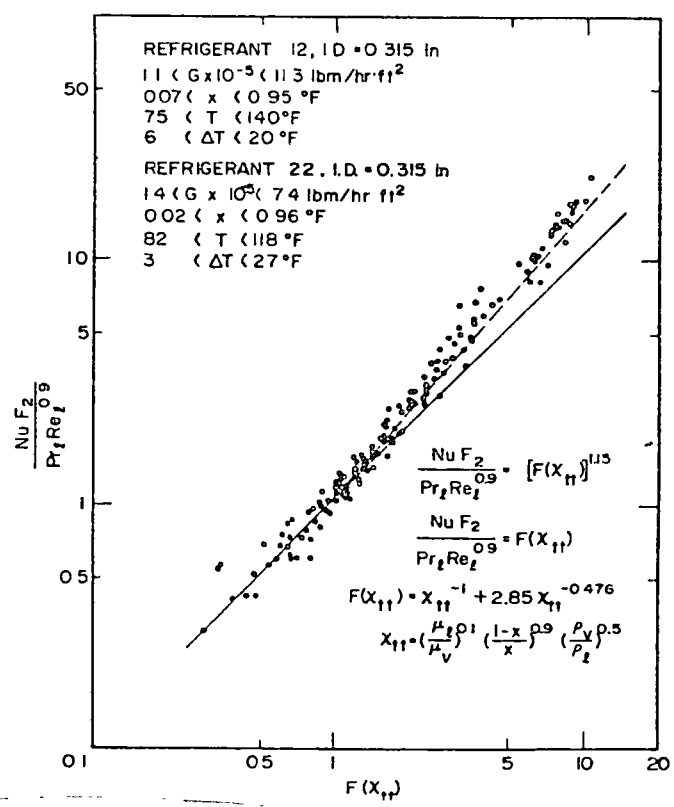
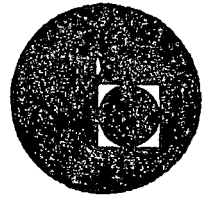


Fig. 4-11 Comparación de resultados experimentales y analíticos [9]

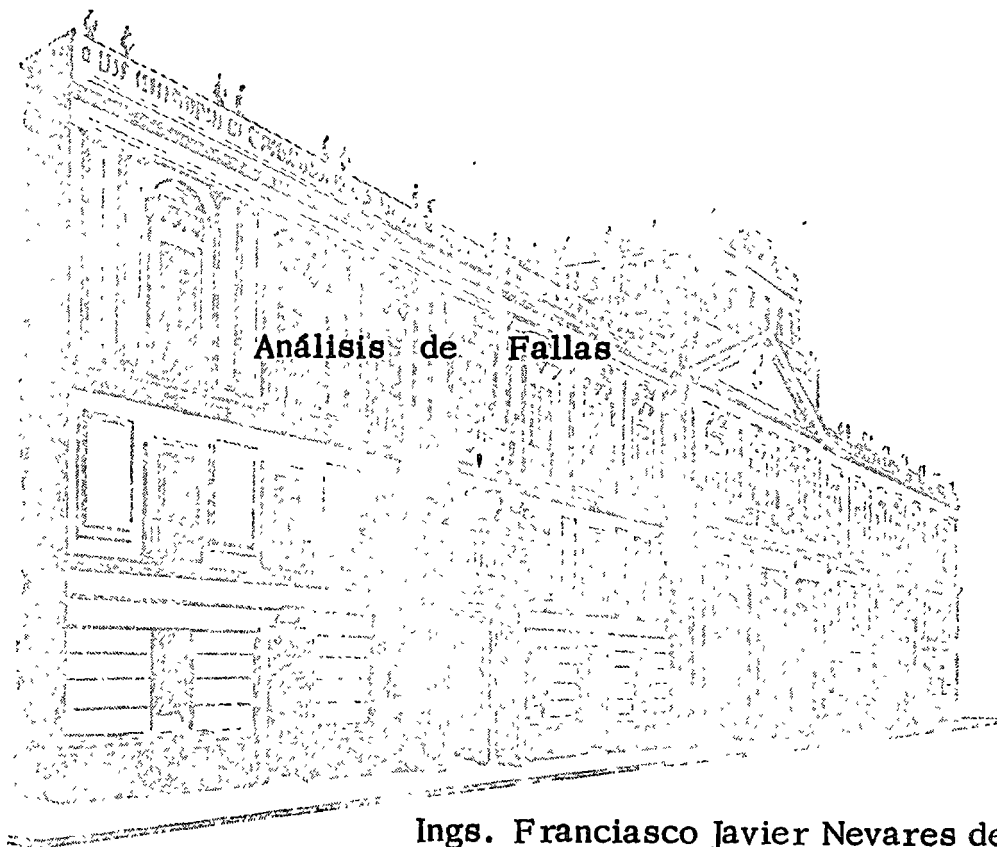




centro de educación continua  
división de estudios superiores  
facultad de ingeniería, unam



**DISEÑO, OPERACION Y MANTENIMIENTO DE CALDERAS  
Y RECIPIENTES A PRESION**



**Ings. Franciasco Javier Nevares del Bosque  
Pierre Zaya Barre  
M. en C. José Ludlow L.**





## ANALISIS DE FALLAS

### I. OBJETIVO

El propósito del análisis de fallas es la investigación de cualquier falla en un sistema de materiales, con el propósito de evitar nuevas reincidencias. Esto hace evidente que:

1. El mecanismo de la falla (o modo) como son la corrosión general, la corrosión intergranular, la fatiga, etc.
2. Las causas de la falla o cambios que pueden hacerse para evitarla como son el diseño, la selección de material equivocado, defecto de fabricación, condiciones de servicio, etc.

### II. METODOLOGIA

El establecimiento de una metodología correcta para un análisis de falla es uno de los puntos esenciales para lograr un resultado correcto. Incluso, dependiendo de los resultados obtenidos, se llega a veces a añadir, quitar o intercambiar el orden de los medios de investigación. Un análisis de falla típico se puede realizar con los siguientes pasos.

1. Recopilación de datos lo mas completos posibles sobre equipos, fabricantes, materiales, condiciones de diseño, condiciones de trabajo, medios en contacto, temperatura, tiempo en servicio, accidentes o incidentes ocurridos, etc.
2. Recolección de muestras representativas de la falla.
3. Fotografía de la falla y macrofotografía de los puntos mas interesantes.
4. Examen preliminar de la falla por inspección visual y con microscopio estereoscópico.
5. Aplicación de pruebas no destructivas: líquidos penetrantes, partículas magnéticas, radiografía, pruebas ultrasónicas, análisis químico no destructivo, metalografía no destructiva, medición de dureza.

6. Apertura de la grieta (cuando esté presente) o eventualmente de grietas secundarias, acompañada con la limpieza adecuada.
7. Examen macroscópico y microscópico de las superficies de la fractura.
8. Selección, preparación y examen de muestras metalográficas.
9. Análisis químico destructivo del material y de los productos de corrosión o depósitos.
10. Estudio de literatura al respecto.
11. Determinación del modo de falla.
12. Elaboración del reporte incluyendo las evidencias encontradas, la discusión de las significaciones de estas evidencias, las conclusiones relativas al modo de la falla y a las causas de la falla y las recomendaciones susceptibles de evitar nuevas ocurrencias.

### III. APLICACION

Como se pudo ver, la mayoría de estas operaciones se pueden efectuar en el campo, en el mismo lugar donde ocurrió la falla. Esto presenta la ventaja de la exactitud de las informaciones recogidas y permite la selección precisa de las mejores muestras que se pueden llevar eventualmente al laboratorio.

Aún cuando el análisis se lleva a cabo en el laboratorio únicamente sobre muestras traídas directamente por el cliente, es casi siempre necesario de recurrir a informaciones suplementarias con éste, o de efectuar una visita en el campo para recoger las informaciones.

### IV. APLICACION A LOS PROBLEMAS DE CALDERAS

Las fallas en calderas y equipos anexos se pueden atribuir a varios mecanismos de falla, como son: corrosión (incluyendo corrosión por picadura o erosión), corrosión asociada a efectos mecánicos como la corrosión por tensión y diversos fenómenos que lleva a unas fracturas como fatiga mecánica, fatiga térmica, fluencia. etc.

Las causas se pueden atribuir generalmente al diseño, a la fabricación y a los materiales de construcción y a la operación (incluyendo mantenimiento) defectuosa. Los dos últimos puntos son responsables de más del 75% de todas las fallas, y las fallas por sobrecalentamiento representan más de la mitad de todas las fallas, de acuerdo a unas encuestas efectuadas en Estados Unidos.

Los materiales defectuosos es algo mencionado muy a menudo, después de las rupturas en servicio. En realidad se encontraron en muchas ocasiones materiales defectuosos que trabajaron de manera satisfactoria por 15 años o más. Debido al diseño muy prudente que tienen las calderas (diseñadas especialmente con el código ASME), es menos frecuente encontrar una falla debida a un material defectuoso que lo que se piensa generalmente.

#### 1. Fallas de ruptura repentina.

Estas fallas son peligrosas por la necesidad de hacer un paro inmediato de la caldera, y porque entrenan con riesgo suplementario de falla por erosión o sobrecalentamiento de los otros componentes.

##### a) Sobrecalentamiento.

Estas fallas se presentan de dos maneras diferentes. Cuando el sobrecalentamiento se ejerce por un largo tiempo, la falla es usualmente por fluencia. Cuando el sobrecalentamiento es rápido, la falla se produce por deformación rápida a alta temperatura. Cada uno de estos diferentes modos de falla tiene rasgos típicos desde el punto de vista metalúrgico que el material sea acero al carbón o inoxidable.

Los riesgos de sobrecalentamiento son aumentados por los depósitos que se pueden acumular tanto del lado caliente como del lado frío.

##### b) Fragilización.

Este fenómeno se presenta de dos maneras diferentes. La fragilización por hidrógeno es asociada usualmente con la descarburización del acero. La fragilización por grafitización se presenta a temperaturas inferiores a 550° C por la formación de grafito dentro de la estructura.

.../

## 2. Fallas por corrosión.

### a) Lado del agua.

La corrosión se presenta usualmente bajo la forma de picaduras o corrosión por cavidades y se debe esencialmente a la presencia de oxígeno en el agua. Este oxígeno puede estar presente debido a una fuga en el sistema o a un tratamiento de agua defectuoso.

En los condensadores la corrosión se debe principalmente a el ph bajo alcanzado en el agua por la presencia de gas carbónico producto de descomposición de los carbonatos.

### b) Lado caliente.

En caso de calderas calentadas con carbón, la corrosión del lado caliente se debe principalmente a la formación de sulfatos alcalinos en el rango de 650° a 700° C. En calderas calentadas con combustóleo, la corrosión se debe a compuestos de vanadio en las zonas más calientes o a la condensación de ácido sulfúrico en las zonas entre 120° y 150° C,

## 3. Fallas asociadas a efectos mecánicos.

Las fallas de fatiga se presentan cuando un esfuerzo variable está asociado en la estructura con una concentración de esfuerzos. Estos esfuerzos pueden ser de origen mecánico o térmico y su efecto puede ser aumentado mucho por el efecto de la corrosión.

La erosión se puede presentar por abrasión directa de partículas sólidas sobre el metal, por el efecto mecánico de un líquido circulando a alta velocidad o por cavitación cuando la presión en un punto está muy baja.

Se puede llegar a presentar también problemas de corrosión por tensión, cuando a los esfuerzos mecánicos está asociado un medio corrosivo que provoqe este fenómeno.

### 5. EJEMPLOS DE DISEÑO PARA EVAPORADORES Y CONDENSADORES

Con objeto de finalizar esta parte del curso con algunos ejemplos prácticos, se plantean algunos casos tomados de ejemplos prácticos; a fin de obviar la presentación, no se hace referencia al diseño mecánico, y a que ese aspecto es cubierto en forma por demás brillante por otros conferencistas de este curso.

#### 5.1 Cámara de recuperación de calor.

En una planta para producción de ácido sulfúrico se lleva acabo una oxidación parcial de azufre



Con una temperatura de los gases del orden de 900°C que deben enfriarse para poder pasar al re paso de oxidación a 400°C, donde vuelven a incrementar su temperatura hasta 700°C de donde debe aprovecharse el máximo de su energía para generar vapor de servicio de la planta a 20 atmósferas de presión

(1 At = 1.01325 bars, 1 bar = 14.5 psi), se tiene el siguiente análisis de los gases producto de la combustión del azufre:

1er. PASO:

COMPONENTE	% en Peso
SO <sub>2</sub>	18.8752
SO <sub>3</sub>	7.5236
N <sub>2</sub>	56.6729
O <sub>2</sub>	16.9283
Total	100.000

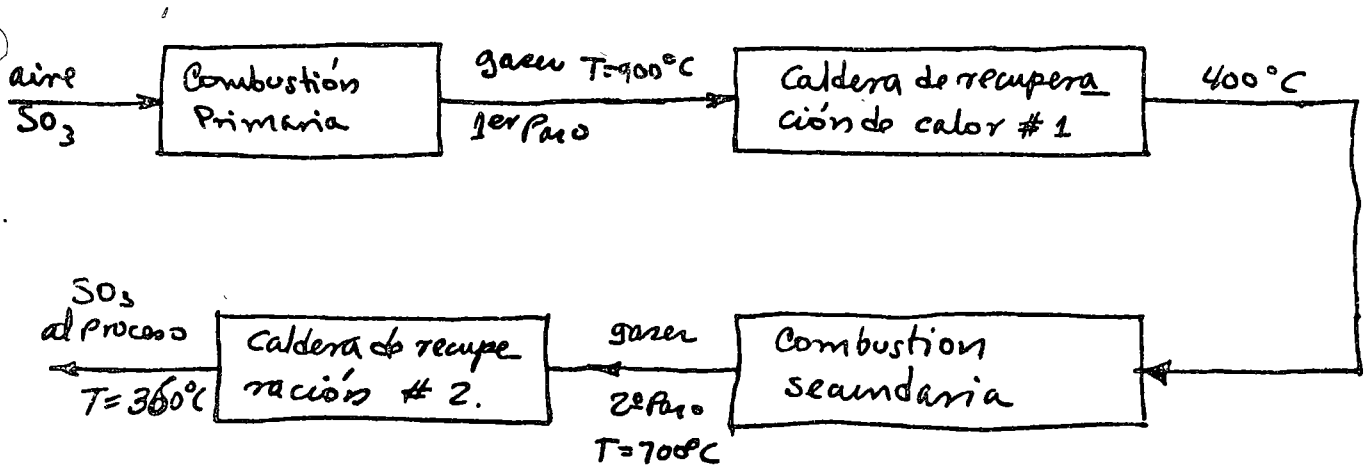
Se ha considerado para este análisis que el azufre (S) se quema con un 30% de exceso de aire y a la vez se ha depreciado el contenido de humedad del aire atmosférico.

En realidad los porcentajes en peso, representan Kg. de componente por Kg. de productos de la combustión, el número de moles correspondiente se obtiene dividiendo cada componente por el peso molecular del mismo:

TABLA 5.1

COMP.	% en Peso	Peso Molecular	Moles x 100	% en Volumen
SO <sub>2</sub>	18.8752	64	29.4925	10.00
SO <sub>3</sub>	7.5236	80	9.4045	3.20
N <sub>2</sub>	56.6729	28	202.4032	68.80
O <sub>2</sub>	16.9283	32	52.9009	18.00
Σ	100.000	—	294.2011	100.00

Un esquema simplificado del proceso se muestra a continuación:



Debe recordarse que el objetivo primordial es la producción de ácido sulfúrico, que se lleva a cabo mediante la siguiente reacción química



Para el 2º paso, a manera ilustrativa se procede a partir de un análisis por volúmenes (lectura de aparato de Orsat) de los gases:

COMPONENTE	% en Volumen (lectura de Orsat)
SO <sub>2</sub>	2.60
SO <sub>3</sub>	10.80
N <sub>2</sub>	72.30
O <sub>2</sub>	14.30
Σ	100.00

La siguiente tabla ilustra el procedimiento para obtener, a partir de esta información, el porcentaje en peso, necesario para el cálculo de propiedades:

COMP.	% en Vol.	Peso Molecular	Fraccion Mol.	% en Peso
SO <sub>2</sub>	2.60	(x) 64	166.40	4.74
SO <sub>3</sub>	10.80	(x) 80	864.00	24.60
N <sub>2</sub>	72.30	(x) 28	2024.40	57.64
O <sub>2</sub>	14.30	(x) 32	457.60	13.02
Σ	100.00		3512.40	100.00

} Tabla 5-2

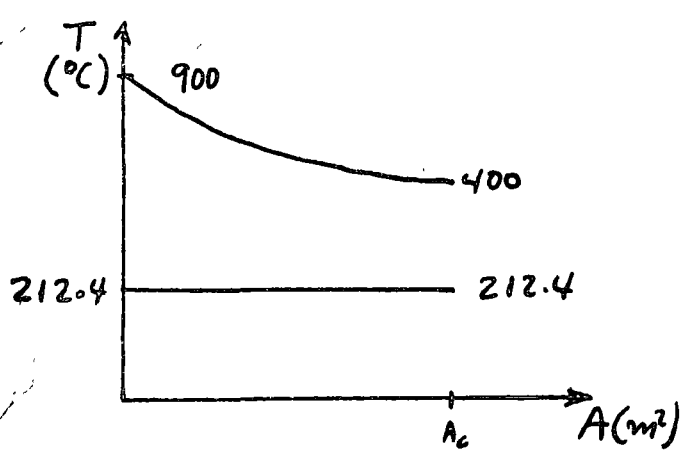
Si el flujo de gases es de 110 800 Kg/hr., calcular la evaporación posible a las condiciones propuestas



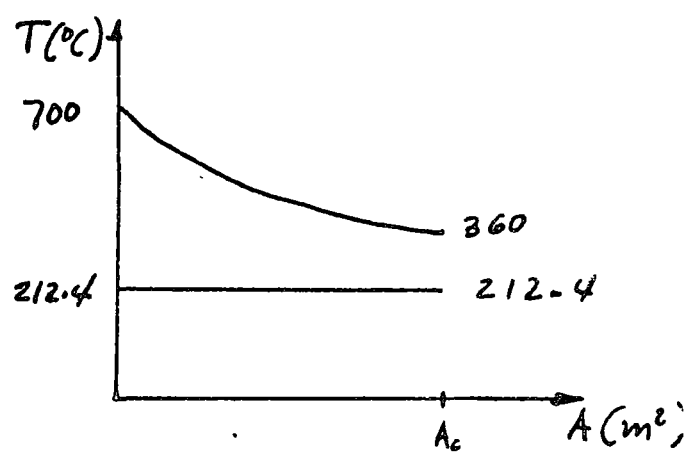
Si la caída de presión en cada unidad no debe exceder de 80 cm. col. H<sub>2</sub>O para disminuir la potencia de ventilación en lo posible.

### 5.2 SOLUCION

Antes de proceder con la solución específica de la evaporación del agua, deben calcularse las propiedades del gas; de hecho se tienen dos evaporadores, la distribución de temperaturas se muestra a continuación:



Evaporador # 1



Evaporador # 2

Las propiedades del gas deben portanto

evaluarse a una temperatura media; para el evaporador #1 :

$$T_{mg} = \frac{T_e + T_s}{2} = \frac{900 + 400}{2} = 650^\circ C$$

Para el calculo se hace necesario evaluar las siguientes propiedades a  $T_{mg} = 650^\circ C$  ;  $\rho, \rho, \mu, k$ ; la densidad puede calcularse sin mucho error con la aproximación del gas perfecto o bien de información grafica o tabulada, si se cuenta con ella. Para el presente ejemplo los datos fueron tomados del [J. H. Perry & R. H. Perry, [24] Engineering Manual, Kogakusha, Ltd., Tokyo, Japan, 1959] y de cualquier libro de tablas de vapor [J. H. Keenan, F. G. Keyes Thermodynamic Properties of Steam, John Wiley & Sons, Inc. [25] Unidades del sistema internacional, New York, N. Y., 1971) :

Para el  $SO_3$  <sup>estado sólido</sup> ~~estado sólido~~ ~~estado sólido~~  $\rho = 1752 \frac{kg}{m^3} = cte$

$SO_2$  ;  $\rho = \frac{P}{RT}$  Gas perfecto.

(58)

$$R_{SO_2} = \frac{\hat{R}}{M_{SO_2}} = \frac{8.317 \text{ KJ}}{\cancel{\text{kg mol}^\circ\text{K}} \cdot \cancel{64 \text{ Kg}} \cdot \cancel{\text{kg mol}}} = 129.95 \frac{\text{J}}{\text{kg}^\circ\text{K}}$$

$$P = \frac{101913 + 101325}{2} \frac{\text{Nt}}{\text{m}^2} = 101619 \frac{\text{Nt}}{\text{m}^2}$$

$$\rho_{SO_2} = \frac{101619 \frac{\text{Nt}}{\text{m}^2}}{\left(129.95 \frac{\text{J}}{\text{kg}^\circ\text{K}}\right) \underbrace{(650+273)}_{923}^\circ\text{K}} = 0.8472 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

1J = Nt x m

Se sigue el mismo procedimiento para el  $N_2$

$$\rho_{N_2} = \frac{P}{R_{N_2} T} = \frac{101619 \text{ Nt}}{(\text{m}^2) \left(297.04 \frac{\text{Jt x m}}{\text{kg}^\circ\text{K}}\right) (923^\circ\text{K})} = 0.3707 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

Finalmente para el oxígeno

$$\rho_{O_2} = \frac{101619}{(259.91)(923)} = 0.4236$$

Para el  $SO_3$  no se cuenta con información ni tabulada ni grafica, por lo cual tambien se aproxima su comportamiento con el del gas perfecto, el error será cuando mucho del porcentaje en peso presente, el cual es pequeño y por tanto aceptable:

$$\Rightarrow \rho_{SO_3} = \frac{(101913 + 101325) \text{ Nt}}{(\text{m}^2 \times 2) \left(103.96 \frac{\text{Nt x m}}{\text{kg}^\circ\text{K}}\right) (923^\circ\text{K})} = 1.059 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

La densidad aproximada de la mezcla, se calcula siguiendo los procedimientos normales de la termodinámica de mezclas no-reativas, la tabla 5.3 ilustra el procedimiento:

Tabla 5.3 densidad de la mezcla

Componente	Densidad $\rho$ kg/m <sup>3</sup>	Vol. específico $v = \frac{1}{\rho}$ m <sup>3</sup> /kg	% en Peso (Tabla 5.1)	Val. exp. Comp.
SO <sub>2</sub>	0.8472	1.1804	18.8752	0.2228
SO <sub>3</sub>	1.0590	0.9443	7.5236	0.0710
N <sub>2</sub>	0.3707	2.6976	56.6729	1.5288
O <sub>2</sub>	0.4236	2.3607	16.9283	0.3996
$\Sigma$			100.000	2.2222

de donde  $v_{mezcla} = 2.222 \text{ m}^3/\text{kg}$ .  $\rho = \frac{1}{v}$

$$\rho_{mezcla} = \frac{1}{2.222 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}} = 0.450 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad (5.1)$$

### 5.2.1. Calor específico

Se sigue el mismo procedimiento que en el caso de la densidad, existe información para todos los componentes, con excepción del SO<sub>3</sub>, empleando el mismo

razonamiento anterior; consideramos sin  
muchs error que se comporta como gas perfecto  
con  $C_p = cte.$

$$C_p - C_v = R_{SO_3} = \frac{\hat{R}}{M_{SO_3}} = \frac{8317 \text{ J}}{\frac{\text{kg mol}^\circ\text{K} \cdot 80 \text{ Kg}}{\text{kg mol}}} = 103.96 \frac{\text{J}}{\text{kg}^\circ\text{K}}$$

tambi3n  $\frac{C_p}{C_v} = 1.29$  (Ref. [24])

$$C_p = 1.29 C_v$$
$$1.29 C_v - C_v = 103.96$$
$$0.29 C_v = 103.96$$

$$C_v = \frac{103.96}{0.29} = 358.49 \frac{\text{J}}{\text{kg}^\circ\text{K}}$$

$$\Rightarrow C_{p_{SO_3}} = 462.45 \frac{\text{J}}{\text{kg}^\circ\text{K}} = 0.462 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}^\circ\text{K}} \Big]_{T=650^\circ\text{C}}$$

El  $SO_2$  se obtiene directamente de [24], rango  
de 400 a 1400 °C (pag. 3-18) :

$$C_{p_{SO_2}} = 0.628 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}^\circ\text{K}} \Big]_{T=650^\circ\text{C}}$$

El  $N_2$  se obtiene de la misma fuente [24], rango

0° - 1400 °C :

$$C_{p_{N_2}} = 0.7953 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}^\circ\text{K}} \Big]_{T=650^\circ\text{C}}$$

Finalmente el  $O_2$  [ ], rango  $500 - 1400^\circ C$

$$c_{p_{O_2}} = 0.7326 \frac{KJ}{Kg^\circ K} \Big]_{T=650^\circ C}$$

El cálculo del calor específico de la mezcla, se desarrolla en la tabla 5-4

Tabla 5.4 (Calor específico de la mezcla)

Comp.	% en Peso (Tabla 5.1)	$c_p$ Comp.	Contribución al $c_p$ .
$SO_2$	18.8752	0.628	0.1251
$SO_3$	7.5236	0.462	0.0348
$N_2$	56.6929	0.7953	0.4507
$O_2$	16.9283	0.7326	0.1240
$\Sigma$	100.00	—	0.7346

$$\boxed{c_{p_{mezcla}} \Big]_{T=650^\circ C} = 0.7346 \frac{KJ}{Kg^\circ C} \quad (5.2)}$$

### 5.2.2. Viscosidad.

Siguiendo el mismo procedimiento, se obtienen los siguientes valores de la referencia [24] y se procede de inmediato

con el procedimiento de la tabla (5.5)

TABLA 5.5 (Viscosidad de la mezcla)

Comp.	Visc. (centipoise)	Visc. Kg/m seg	Visc. <sup>-1</sup> $\frac{m \cdot seg}{kg}$	% en peso	Contribución
SO <sub>2</sub>	0.032	$3.2 \times 10^{-5}$	31250.00	18.8752	5898.50
SO <sub>3</sub>	0.032	$3.2 \times 10^{-5}$	31250.00	7.5236	2351.13
N <sub>2</sub>	0.041	$4.1 \times 10^{-5}$	24390.24	56.6729	13822.66
O <sub>2</sub>	0.043	$4.3 \times 10^{-5}$	23255.81	16.9283	3936.81
$\Sigma$				100.0000	26009.10

$\Rightarrow \mu_{mezcla} = \frac{1}{26009.10} = 3.845 \times 10^{-5} \frac{Kg}{m \cdot seg}$ 
(5.3)

### 5.2.3 Conductividad térmica

Para el SO<sub>2</sub> y SO<sub>3</sub> se toma la siguiente expresión [24]

$$k = 3.24 \times 10^{-5} T + 0.0087$$

$$k \left[ \frac{W}{m \cdot ^\circ C} \right]; T [^\circ C]$$

Para T = 650°C

$$k_{SO_2, SO_3} = 3.24 \times 10^{-5} (650) + 0.0087 = 0.0298 \frac{W}{m \cdot ^\circ C} \quad T = 650^\circ C$$

Con lo cual puede integrarse la tabla 5.6

Tabla 5.6 (Conductividad de la mezcla)

Comp.	Conductividad W/m °C	% en Peso	Contribución
SO <sub>2</sub> +SO <sub>3</sub>	0.0298	26.3988	0.0078668
N <sub>2</sub>	0.0607	56.6729	0.0344005
O <sub>2</sub>	0.0730	16.9283	0.0123577
Σ		100.000	0.054625

$$k_{mezcla} \Big|_{T=650^{\circ}C} = 0.054625 \frac{W}{m^{\circ}C} \quad (5.4)$$

Con el último resultado se tienen todos los parámetros físicos de la mezcla (ρ, γ, μ, k)

### 5.2.4 Generación de vapor

Este valor puede calcularse en forma muy sencilla mediante un simple balance térmico (1<sup>a</sup> ley)

$$\text{Calor cedido al vapor} = \text{Calor perdido por los gases.}$$

En forma semántica;



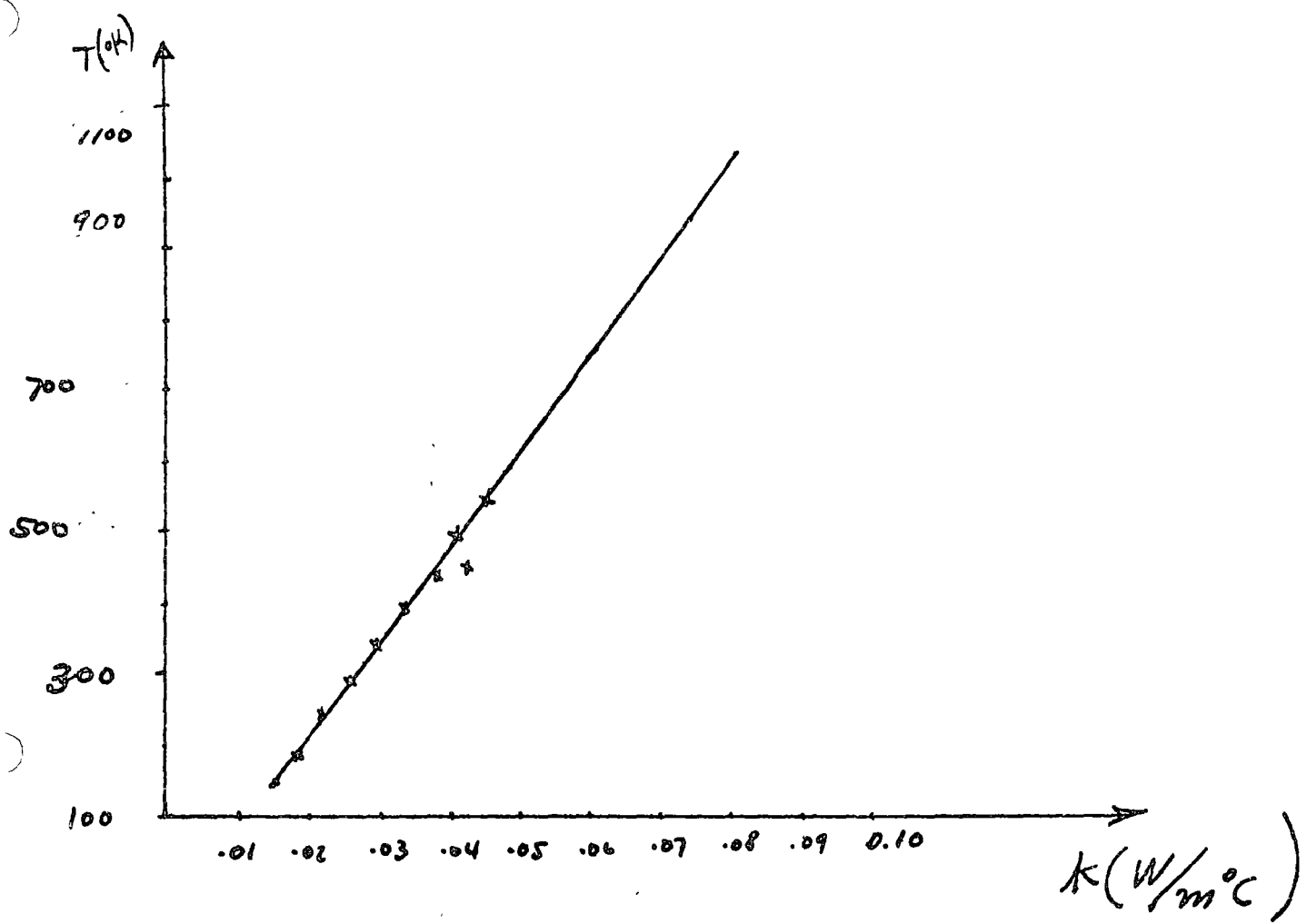


Fig. 5.1 VARIACION DE LA CONDUCTIVIDAD TERMICA CON LA TEMPERATURA PARA EL OXIGENO [26]  
x Puntos experimentales, para el valor dado se extrapola.

Table A-5 Properties of Air at Atmospheric Pressure†

The values of  $\mu$ ,  $k$ ,  $c_p$ , and Pr are not strongly pressure-dependent and may be used over a fairly wide range of pressures.

$T, ^\circ\text{K}$	$\rho$ kg/m <sup>3</sup>	$c_p$ , kJ/ kg·°C	$\mu$ , kg/m·s $\times 10^{-5}$	$\nu$ , m <sup>2</sup> /s $\times 10^{-6}$	$k$ , W/ m·°C	$\alpha$ , m <sup>2</sup> /s $\times 10^4$	Pr
100	3.6010	1.0266	0.6924	1.923	0.009246	0.02501	0.770
150	2.3675	1.0099	1.0283	4.343	0.013735	0.05745	0.753
200	1.7684	1.0061	1.3289	7.490	0.01809	0.10165	0.739
250	1.4128	1.0053	1.488	9.49	0.02227	0.13161	0.722
300	1.1774	1.0057	1.983	15.68	0.02624	0.22160	0.708
350	0.9980	1.0090	2.075	20.76	0.03003	0.2983	0.697
400	0.8826	1.0140	2.286	25.90	0.03365	0.3760	0.689
450	0.7833	1.0207	2.484	28.86	0.03707	0.4222	0.683
500	0.7048	1.0295	2.671	37.90	0.04038	0.5564	0.680
550	0.6423	1.0392	2.848	44.34	0.04360	0.6532	0.680
600	0.5879	1.0551	3.018	51.34	0.04659	0.7312	0.680
650	0.5430	1.0635	3.177	58.51	0.04953	0.8578	0.682
700	0.5030	1.0752	3.332	66.25	0.05230	0.9672	0.684
750	0.4709	1.0856	3.481	73.91	0.05509	1.0774	0.686
800	0.4405	1.0978	3.625	82.29	0.05779	1.1951	0.689
850	0.4149	1.1095	3.765	90.75	0.06028	1.3097	0.692
900	0.3925	1.1212	3.899	99.3	0.06279	1.4271	0.696
950	0.3716	1.1321	4.023	108.2	0.06525	1.5510	0.699
1000	0.3524	1.1417	4.152	117.8	0.06752	1.6779	0.702
1100	0.3204	1.160	4.44	138.6	0.0732	1.969	0.704
1200	0.2947	1.179	4.69	159.1	0.0782	2.251	0.707
1300	0.2707	1.197	4.93	182.1	0.0837	2.583	0.705
1400	0.2515	1.214	5.17	205.5	0.0891	2.920	0.705
1500	0.2355	1.230	5.40	229.1	0.0946	3.262	0.705
1600	0.2211	1.248	5.63	254.5	0.100	3.609	0.705
1700	0.2082	1.267	5.85	280.5	0.105	3.977	0.705
1800	0.1970	1.287	6.07	308.1	0.111	4.379	0.704
1900	0.1858	1.309	6.29	338.5	0.117	4.811	0.704
2000	0.1762	1.338	6.50	369.0	0.124	5.260	0.702
2100	0.1682	1.372	6.72	399.6	0.131	5.715	0.700
2200	0.1602	1.419	6.93	432.6	0.139	6.120	0.707
2300	0.1538	1.482	7.14	464.0	0.149	6.540	0.710
2400	0.1458	1.574	7.35	504.0	0.161	7.020	0.718
2500	0.1394	1.688	7.57	555.5	0.175	7.441	0.730

† From Natl. Bur. Stand. (U.S.) Circ. 564, 1955.

VALORES DE PROPIEDADES.  
Tomado de la referencia [26].

Table A-6 Properties of Gases at Atmospheric Pressure†

Values of  $\mu$ ,  $k$ ,  $c_p$ , and  $Pr$  are not strongly pressure-dependent for He, H<sub>2</sub>, O<sub>2</sub>, and N<sub>2</sub> and may be used over a fairly wide range of pressures

$T, ^\circ K$	$\rho, \text{kg/m}^3$	$c_p, \text{kJ/kg}\cdot^\circ\text{C}$	$\mu, \text{kg/m}\cdot\text{s}$	$\nu, \text{m}^2/\text{s}$	$k, \text{W/m}\cdot^\circ\text{C}$	$\alpha, \text{m}^2/\text{s}$	$Pr$
Helium							
144	0.3379	5.200	$125.5 \times 10^{-7}$	$37.11 \times 10^{-6}$	0.0928	$0.5275 \times 10^{-6}$	0.70
200	0.2435	5.200	156.6	64.38	0.1177	0.9288	0.694
255	0.1906	5.200	181.7	95.50	0.1357	1.3675	0.70
366	0.13280	5.200	230.5	173.6	0.1691	2.449	0.71
477	0.10204	5.200	275.0	269.3	0.197	3.716	0.72
589	0.08282	5.200	311.3	375.8	0.225	5.215	0.72
700	0.07032	5.200	347.5	494.2	0.251	6.661	0.72
800	0.06023	5.200	381.7	634.1	0.275	8.774	0.72
Hydrogen							
150	0.16371	12.602	$5.595 \times 10^{-6}$	$34.18 \times 10^{-5}$	0.0981	$0.475 \times 10^{-4}$	0.718
200	0.12270	13.540	6.813	55.53	0.1282	0.772	0.719
250	0.09819	14.059	7.919	80.64	0.1561	1.130	0.713
300	0.08185	14.314	8.963	109.5	0.182	1.554	0.706
350	0.07016	14.436	9.954	141.9	0.206	2.031	0.697
400	0.06135	14.491	10.864	177.1	0.228	2.568	0.690
450	0.05462	14.499	11.779	215.6	0.251	3.164	0.682
500	0.04918	14.507	12.636	257.0	0.272	3.817	0.675
550	0.04469	14.532	13.475	301.6	0.292	4.516	0.668
600	0.04085	14.537	14.285	349.7	0.315	5.306	0.664
700	0.03492	14.574	15.89	455.1	0.351	6.903	0.659
800	0.03060	14.675	17.40	569	0.384	8.563	0.664
900	0.02723	14.821	18.78	690	0.412	10.217	0.676
Oxygen							
150	2.6190	0.9178	$11.490 \times 10^{-6}$	$4.387 \times 10^{-6}$	0.01367	$0.05688 \times 10^{-4}$	0.723
200	1.9559	0.9131	14.850	7.593	0.01824	0.10214	0.725
250	1.5618	0.9157	17.87	11.45	0.02259	0.15794	0.725
300	1.3007	0.9203	20.63	15.86	0.02676	0.22353	0.709
350	1.1133	0.9291	23.16	20.80	0.03070	0.2968	0.702
400	0.9755	0.9420	25.54	26.18	0.03461	0.3768	0.695
450	0.8682	0.9567	27.77	31.99	0.03828	0.4609	0.694
500	0.7801	0.9722	29.91	38.34	0.04173	0.5502	0.697
550	0.7096	0.9881	31.97	45.05	0.04517	0.6441	0.700

TOMADO DE LA REFERENCIA [26]

63D

$r$	$f$	$c_c$	$\mu$	Nitrogen	$\rho$	$\alpha$	$\nu$
200	1.7108	1.0429	$12.947 \times 10^{-6}$	$7.568 \times 10^{-6}$	0.01824	$0.10224 \times 10^{-4}$	0.747
300	1.1421	1.0408	17.84	15.63	0.02620	0.22044	0.713
400	0.8538	1.0459	21.98	25.74	0.03335	0.3734	0.691
500	0.6824	1.0555	25.70	37.66	0.03984	0.5530	0.684
600	0.5687	1.0756	29.11	51.19	0.04580	0.7486	0.686
700	0.4934	1.0969	32.13	65.13	0.05123	0.9466	0.691
800	0.4277	1.1225	34.84	81.46	0.05609	1.1685	0.700
900	0.3796	1.1464	37.49	91.06	0.06070	1.3946	0.711
1000	0.3412	1.1677	40.00	117.2	0.06475	1.6250	0.724
1100	0.3108	1.1857	42.28	136.0	0.06850	1.8591	0.736
1200	0.2851	1.2037	44.50	156.1	0.07184	2.0932	0.748

Carbon dioxide

220	2.4733	0.783	$11.105 \times 10^{-6}$	$4.490 \times 10^{-6}$	0.010805	$0.05920 \times 10^{-4}$	0.818
250	2.1657	0.804	12.590	5.813	0.012884	0.07401	0.793
300	1.7973	0.871	14.958	8.321	0.016572	0.10588	0.770
350	1.5362	0.900	17.205	11.19	0.02047	0.14808	0.755
400	1.3424	0.942	19.32	14.39	0.02461	0.19463	0.738
450	1.1918	0.980	21.34	17.90	0.02897	0.24813	0.721
500	1.0732	1.013	23.26	21.67	0.03352	0.3084	0.702
550	0.9739	1.047	25.08	25.74	0.03821	0.3750	0.685
600	0.8938	1.076	26.83	30.02	0.04311	0.4483	0.668

Ammonia, NH<sub>3</sub>

273	0.7929	2.177	$9.353 \times 10^{-6}$	$1.18 \times 10^{-5}$	0.0220	$0.1308 \times 10^{-4}$	0.90
323	0.6487	2.177	11.035	1.70	0.0270	0.1920	0.88
373	0.5590	2.236	12.886	2.30	0.0327	0.2619	0.87
423	0.4934	2.315	14.672	2.97	0.0391	0.3432	0.87
473	0.4405	2.395	16.49	3.74	0.0467	0.4421	0.84

Water vapor

380	0.5863	2.060	$12.71 \times 10^{-6}$	$2.16 \times 10^{-5}$	0.0246	$0.2036 \times 10^{-4}$	1.060
400	0.5542	2.014	13.44	2.42	0.0261	0.2338	1.040
450	0.4902	1.980	15.25	3.11	0.0299	0.307	1.010
500	0.4405	1.985	17.04	3.86	0.0339	0.387	0.996
550	0.4005	1.997	18.84	4.70	0.0379	0.475	0.991
600	0.3652	2.026	20.67	5.66	0.0422	0.573	0.986
650	0.3380	2.056	22.47	6.64	0.0464	0.666	0.995
700	0.3140	2.085	24.26	7.72	0.0505	0.772	1.000
750	0.2931	2.119	26.04	8.88	0.0549	0.883	1.005
800	0.2739	2.152	27.86	10.20	0.0592	1.001	1.010
850	0.2579	2.186	29.69	11.52	0.0637	1.130	1.019

† Adapted to SI units from E. R. G. Eckert and R. M. Drake, "Heat and Mass Transfer," 2d ed., McGraw-Hill Book Company, New York, 1959.

Tomado de la referencia [26]

En forma algebraica:

$$\dot{m}_v h_{fg} = \dot{m}_g c_{pg} \Delta T_g$$

$$\dot{m}_v = \frac{\dot{m}_g c_{pg} \Delta T_g}{1888.71} = \frac{(110800 \frac{\text{Kg}}{\text{hr}})(0.7346 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}^\circ\text{C}})(500^\circ\text{C})}{1888.71 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}}$$

$$\dot{m}_{v1} = 21547.40 \frac{\text{Kg}}{\text{hr}} \text{ de vapor} \quad (5.5)$$

Solo en el 1er paso.

La generación de vapor en el 2º paso se calcula en forma similar, los cálculos de propiedades ya no se llevan a cabo, dado que sería una ~~repetición~~ repetición de todo el proceso ilustrado hasta ahora, por lo cual solo se calcula a continuación el flujo de vapor con  $c_{p \text{ mezcla}} \Big|_{T=530^\circ\text{C}} = 0.7052 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}^\circ\text{C}}$

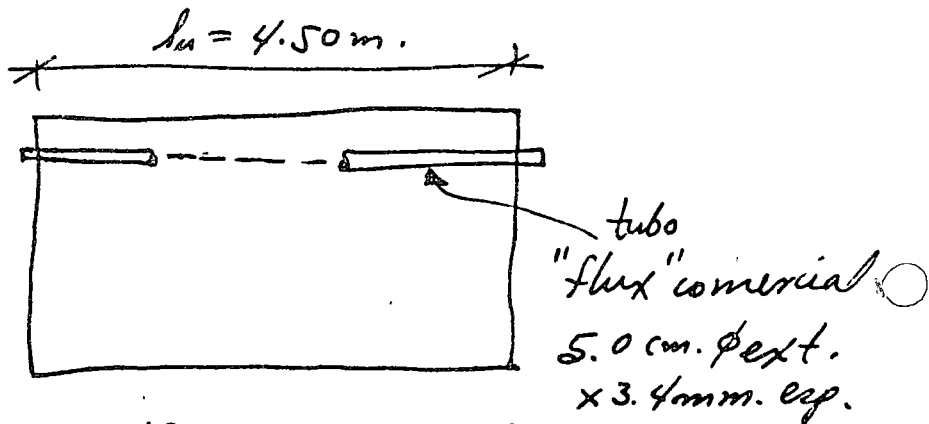
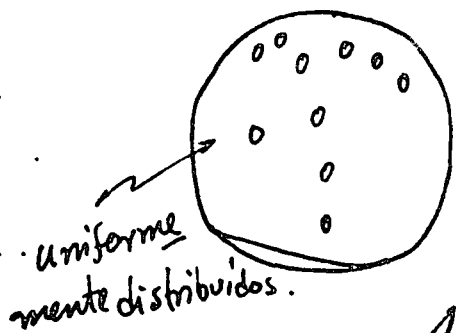
$$\dot{m}_{v2} = \frac{110800 \times 0.7052 \times 340}{1888.71} = 14065.84 \frac{\text{Kg}}{\text{hr}} \quad 5.6$$

Generación total:

$$\dot{m}_v = \dot{m}_{v1} + \dot{m}_{v2} = 35,613.24 \frac{Kg}{hr} \quad (5.7)$$

### 5.2.5 Caída de presión

El cálculo de la caída de presión debe hacerse por ensayo y error, puesto que una de las limitaciones especificadas es una caída de presión de 80 cm. columna de H<sub>2</sub>O se supone un arreglo geométrico y una longitud inicial y se procede con el cálculo, al terminar se compara el valor presupuesto con el calculado y si los resultados coinciden razonablemente se da por terminado el diseño, de lo contrario se vuelve a repetir la secuencia.



Arreglo para 1<sup>er</sup> aproximación

Para verificar caída de presión, se puede emplear (66)  
la fórmula [26] de D'Arcy

$$\Delta P = f \frac{L}{d} \rho \frac{v^2}{2} \quad (5.8)$$

donde  $\frac{f}{8} = St Pr^{1/3}$  (Analogía de Reynolds)  
o bien se obtiene del Diagrama de Moody

Se hace necesario suponer un número inicial de tubos,  
sea  $n = 600$ , área de flujo ( $A_F$ ) está dada por:

$$A_F = 600 \frac{\pi}{4} d_i^2 \quad (d_i = \frac{50.00 - 6.8}{1000} \text{ m}) =$$

$$A_F = 0.87944 \text{ m}^2$$

$$Re = \frac{Gd}{\mu} = \frac{110800 \text{ Kg} \times 0.04320 \text{ m}}{\cancel{\text{Kg}} \cancel{\text{m}} \times 3.845 \times 10^{-5} \frac{\text{Kg}}{\text{m} \cdot \text{s}} \times 3600 \cancel{\text{s}} \times 0.87944 \text{ m}^2}$$

$$\boxed{Re = 393204.47} \quad (5.9)$$

Con lo cual consultando el diagrama de Moody para  
una rugosidad relativa de 0.001, moderada  
para tubo "flux" comercial, se tiene:

$$f = 0.0208 \quad (5.10) \quad (\text{Ver fig. 5.2})$$

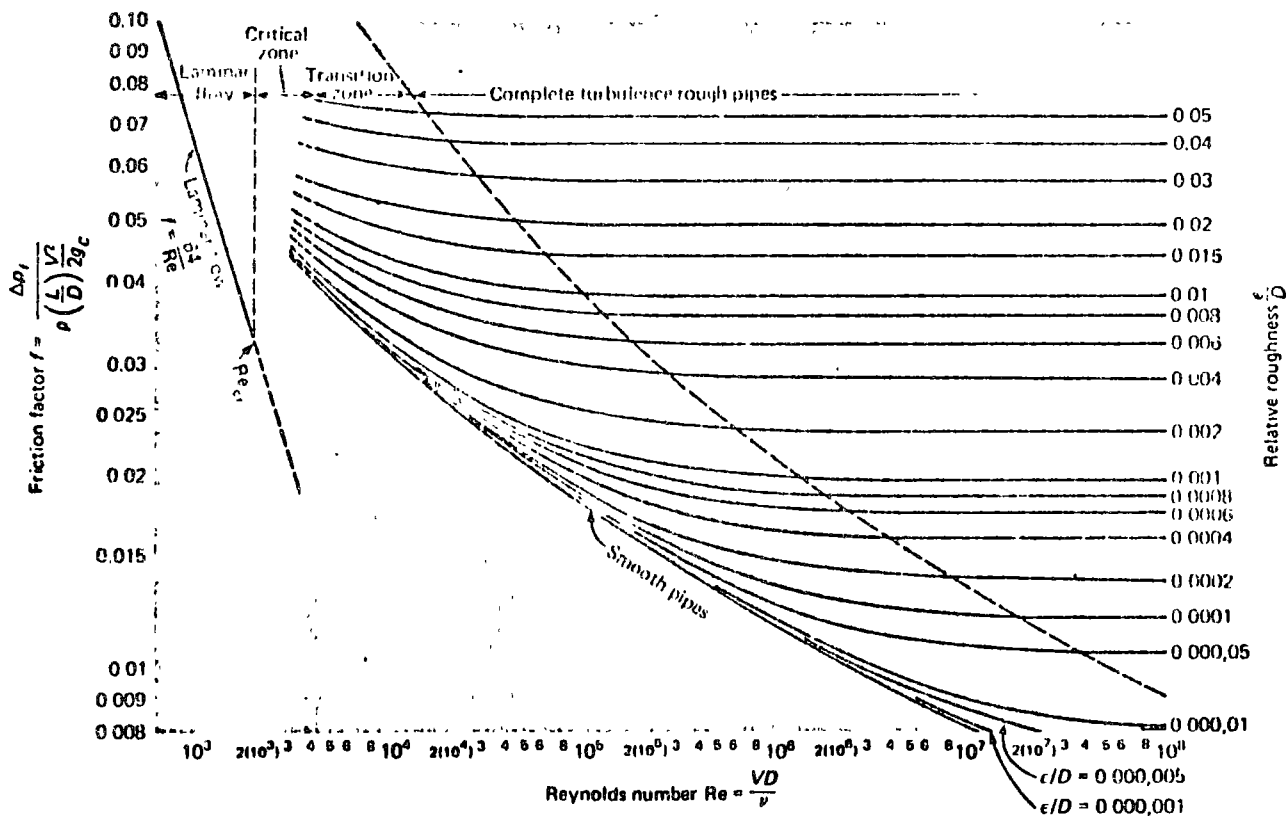


Fig. 5.2 DIAGRAMA DE MOODY PARA COEFICIENTE DE FRICCIÓN EN TUBERIAS (tomado de ref. [26]).



Con lo cual

$$\Delta p = f \frac{L}{D} \rho \frac{v^2}{2}$$

$$G = \rho v \Rightarrow v = \frac{G}{\rho} = \frac{110800}{3600 \times 0.879 \times 0.450} = 77.81 \frac{m}{seg}$$

$$(G = 35.01 \frac{Kg}{seg \cdot m^2}) \quad (5.11)$$

Substituyendo datos:

$$\Delta p = 0.0208 \left( \frac{4.50}{0.04360} \right) \left( \frac{1}{2} \right) \left( 0.450 \frac{Kg}{m^3} \right) \left( 77.81 \frac{m}{seg} \right)^2$$

$$\Delta p = 2924.44 \frac{Nt}{m^2}$$

Convertido a columna de agua

$$\Delta p = \frac{2924.44 \frac{Nt}{m^2}}{9810 \frac{Nt}{m^2/m}} = 0.298 \text{ m. col. } H_2O$$

$\Delta p = 29.8 \text{ cm. } < 80 \text{ cm.}$

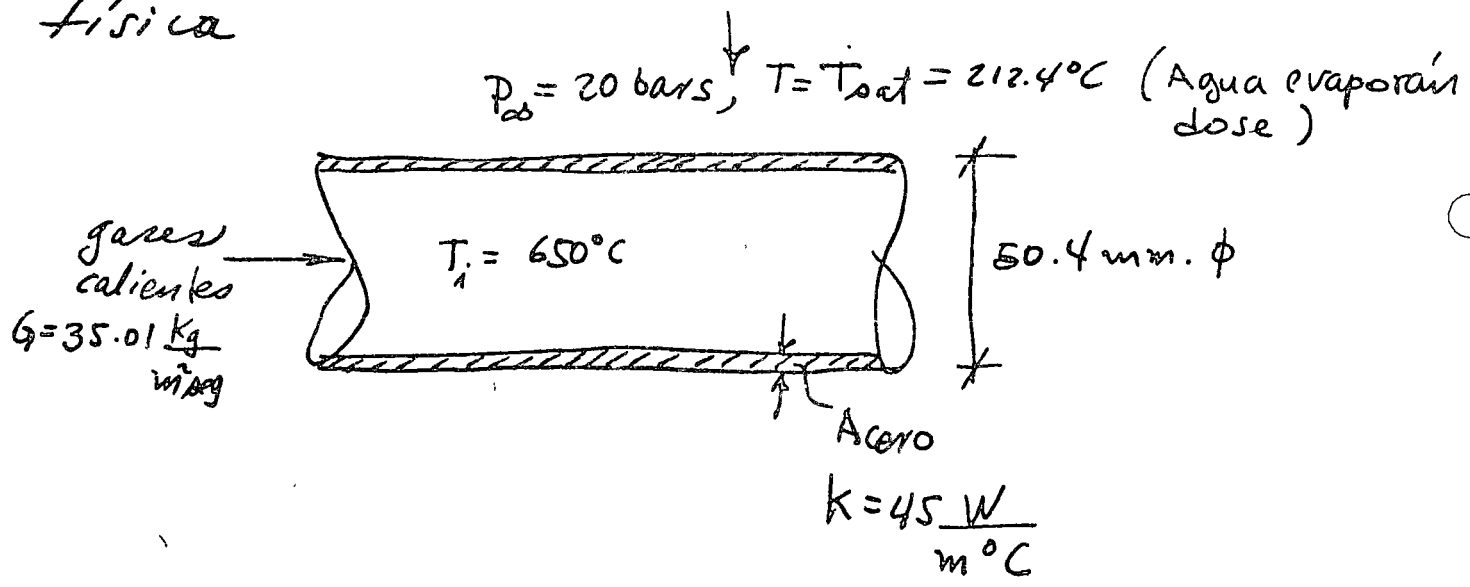
 (5.12)

El resultado (5.12) demuestra que la configuración geométrica seleccionada es una afortunada selección que ahora debe verificarse por cálculos.

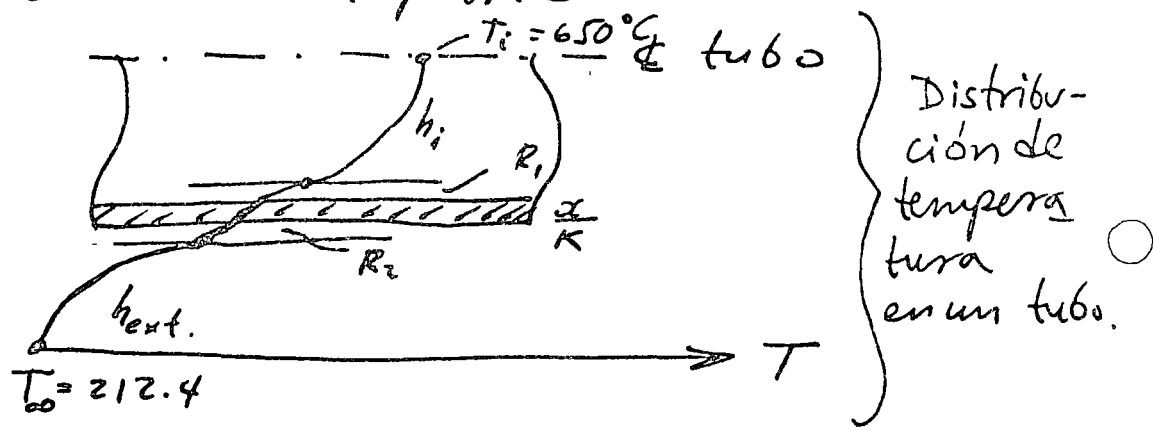
de transferencia de calor.

5.2.6 CALCULO DEL AREA DE CALEFACCION.

Por convención, se considera area de calefacción, la superficie bañada por los gases o el fluido de más alta temperatura, antes de proceder con el calculo, es conveniente revisar la situación física



Como regla práctica si  $\frac{D}{esp} \geq 10$  entonces se puede considerar como una pared



○ De acuerdo con la nomenclatura de la figura:

$$\Sigma R = \frac{1}{h_i} + R_1 + \frac{x}{K} + R_2 + \frac{1}{h_{ext.}} \quad (5.13)$$

La dificultad primordial de (5.13) estriba en el cálculo de  $h_i$  (interior al tubo) y  $h_{ext.}$  (exterior al tubo), esta última es el coeficiente de transferencia de calor en el proceso de evaporación.

### 5.2.6.1 Cálculo de $h_i$ y $h_e$

El coeficiente interior se calcula fácilmente mediante la correlación de Dittus y Boelter [26]:

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.3} \quad (5.14)$$

$$Re = 393704.47 \quad \text{Resultado (5.9)}$$

$$Pr = \frac{c_p \mu}{K} = \frac{(Re 5.2)(Re 5.3)}{Re(5.4)} = \frac{257346 \text{ J/kg} \cdot \text{s} \cdot 3.845 \times 10^{-5} \text{ kg}}{\text{kg} \cdot \text{s} \cdot 0.054625 \text{ W/m} \cdot \text{K}}$$

$$Pr = 0.51708$$

$$Re^{0.8} = 29901.62$$

$$Pr^{0.3} = 0.82048$$

$$Nu = \frac{h D}{k} = 0.023 \times 29901.62 \times 0.82048 = 564.27$$

$$h = \frac{k}{D} (564.27) = \frac{0.054625 \text{ W}}{\text{m}^\circ\text{C} \cdot 0.0436 \text{ m}} \times 564.27$$

$h = 706.96 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ }^\circ\text{C}}$

 (5.15)

Para el  $h_{ext}$ . (evaporación) se emplea la ~~for~~ correlación de Rohsenow (4.12)

$$\frac{C_p(T_p - T_{sat})}{h_{fg}} = C_{sf} \left\{ \frac{q}{A} \left[ \frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)} \right]^{1/2} \right\}^{1/3} Pr_l \quad (4.12)$$

$C_{sf} = 0.015$  para Agua-acero al carbono.

$$C_p = 4.186 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}^\circ\text{C}}$$

$$T_p - T_{sat} = 50^\circ\text{C}$$

$$h_{fg} = 1888.71 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}}$$

$$\rho_l = 850.33 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

$$\rho_v = 10.05 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

$$\mu_l = 165 \times 10^{-6} \text{ poise} = 165 \times 10^{-7} \frac{\text{Kg}}{\text{m} \cdot \text{seg}}$$

$$\sigma = 500 \frac{\text{Nt}}{\text{m}}$$

$$g = 9.81 \frac{m}{seg^2}$$

$$P_{11} = \frac{C_p M_1}{k} = \frac{4186 \frac{W}{kg} \times 165 \times 10^{-7} kg}{kg \times 0.65 \frac{W}{m^{\circ}C}} = 0.106$$

$$k = 0.65 \frac{W}{m^{\circ}C}$$

En (4.12) dejando  $\frac{q}{A}$

$$\frac{C_p (T_0 - T_{out})}{h_{fg}} = \left( \frac{4.186 \frac{kJ}{kg^{\circ}C}}{kg^{\circ}C} \right) \frac{(50^{\circ}C)}{1888.7 \frac{kJ}{kg}} = 0.11082 \text{ (s.i.)}$$

El lado derecho de (4.12) queda

$$0.015 \left( \frac{q}{A} \right)^{1/3} \left\{ \frac{1}{(165 \times 10^7 \frac{kg}{m^2}) (1888.7 \frac{kJ}{kg})} \left[ \frac{500 Nt}{m \cdot 9.81 \frac{m}{seg^2} (850.33 - 10.05) \frac{kg}{m^3}} \right] \right\}^{1/2} \\ = 0.015 \left( \frac{q}{A} \right)^{1/3} \left\{ \frac{0.03209}{\frac{kg}{m^2} \cdot \frac{J}{kg}} \right\} \left[ 0.06066 \left( \frac{Nt}{\frac{m^2 \cdot kg}{seg^2} \cdot \frac{kg}{m^3}} \right)^{1/2} \right]^{1/3} \\ = m^2$$

Antes de proceder, es conveniente analizar el agrupamiento de dimensiones bajo el paréntesis interno:

$$\frac{kg}{m^3} \times \frac{m^2}{seg^2} = \left( \frac{kg \times m}{seg^2} \right) \times \frac{m}{m^3} = \frac{Nt}{m^2}$$

El paréntesis queda:  $\frac{Nt}{m^2} = m^2$

$$= \left(\frac{q}{A}\right)^{1/3} \times 0.015 \left\{ 0.03209 \frac{\text{seg}^2}{\text{J}} [0.24629] \right\}^{1/3}$$

$$= 0.00299 \left(\frac{\text{seg}^2}{\text{J}}\right)^{1/3} \left(\frac{q}{A}\right)^{1/3} \quad (5.17)$$

Iguando el resultado (5.16) al (5.17)

$$0.11082 = 0.00299 \left(\frac{\text{seg}^2}{\text{J}}\right)^{1/3} \left(\frac{q}{A}\right)^{1/3}$$

$$\left(\frac{q}{A}\right)^{1/3} = \frac{0.11082}{0.00299} \left(\frac{\text{J}}{\text{seg}^2}\right)^{1/3} = 3708.97 \left(\frac{\text{J}}{\text{seg}^2}\right)^{1/3}$$

$$\frac{q}{A} = 5.1 \times 10^{10} \frac{\text{J}}{\text{seg}^2 \text{m}^2}$$

(5.18) Pero  $\frac{q}{A} = h_{ext} (\Delta T) \Rightarrow h_{ext} = \frac{q}{A \Delta T} = 1.02 \times 10^9 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$

Con el resultado (5.18) puede procederse al cálculo del coeficiente general de transferencia de calor, las resistencias  $R_1$  y  $R_2$  por depósitos o suciedad pueden obtenerse de los estándares TEMA:

$$R_1 = R_2 = 0.00009 \frac{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}{\text{W}}$$

○ Sustituyendo valores en la formula (5.13)

$$\Sigma R = \frac{1}{706.96} + 9 \times 10^{-5} + \frac{0.0034}{45} + 9 \times 10^{-5} + \frac{1}{1.02 \times 10^9}$$

$$\frac{1}{h_i} + R_1 + \frac{x}{k} + R_2 + \frac{1}{h_{ovap}}$$

$$U = \frac{1}{\Sigma R} = 68.78 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C} \quad (5.19)$$

### 5.2.7 CALCULO DEL AREA Y DIMENSIONAMIENTO FINAL

○ Con el coeficiente general de transferencia de calor se puede calcular el area de calefacción mediante

$$Q = U A \Delta T_m$$

$$\Rightarrow A = \frac{Q}{U \Delta T_m}$$

donde  $\Delta T_m = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}}$  (Para ref. ver pag. 56)

$$\Delta T_1 = 900 - 212.4 = 687.6$$

$$\Delta T_2 = 400 - 212.4 = 187.6$$

$$\Rightarrow \Delta T_m = \frac{687.6 - 187.6}{L \frac{687.6}{187.6}} = \frac{500}{L \frac{687.6}{187.6}} = \frac{500}{1.2989}$$

$$\Delta T_m = 384.94$$

El calor transferido se obtiene del resultado (5.5) pág. 64:

$$Q = \dot{m}_v h_{fg} = \left( 21547.4 \frac{kg}{hr} \right) \left( 1888.71 \frac{kJ}{kg} \right)$$

$$Q = 40.7 \times 10^6 \frac{kJ}{hr} = \frac{40.7 \times 10^6 \text{ kJ}}{3600 \frac{seg}{hr}} = 11305.55 \text{ kW}$$

$$\Rightarrow A = \frac{11305550 \text{ W}}{68.78 \times 384.94 \left( \frac{W}{m^2 K} \right)} = 427.01 \text{ m}^2$$

Calculo de la longitud útil.

$$\text{Area por tubo} \frac{427.01}{600} = 0.7117 \text{ m}^2$$

El area de calefacción es la del cilindro interior del tubo





$$\pi D l_u = 0.7117$$

$$l_u = \frac{0.7117}{\pi \times 0.0436} = 5.126 \text{ m.}$$

$$\boxed{L_u = 5.196 \text{ m.}} \quad (5.20)$$

Verificando la caída de presión; (ver pág. 67), solo depende de la longitud.

$$\frac{\Delta P_{sup.}}{\Delta P_{calculada}} = \frac{\text{long. sup.}}{\text{long. calculada}}$$

$$\Delta P_{calc.} = \frac{\text{long. calc.}}{\text{long. sup.}} \Delta P_{sup.}$$

$$\Delta P_{calc.} = (29.8 \text{ cm.}) \frac{5.5}{4.5} = 36.42 \text{ cm.}$$

$$\boxed{\Delta P_{calc.} = 36.42 \text{ cm. col H}_2\text{O}} \quad (5.21)$$

Por tanto, se tiene una condición correcta y se da por terminado el diseño.

No se presenta el caso de un condensador por escasez de tiempo y espacio, el proceso, sin embargo es muy parecido, se deja a criterio

rio del lector llevar a cabo un diseño con la información suministrada.

El ejemplo se seleccionó de un caso real y se analizaron las complicaciones reales para poder ilustrar el procedimiento de diseño de equipo térmico. Los fabricantes especializados pueden tener "información secreta" más fácil de manejar, pero desde luego que los principios son idénticamente los mismos.

Moore  
4-VIII-76

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS PARA "TEORÍA ACTUAL Y PROBLEMAS DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR EN EBULLICIÓN Y CONDENSACION".

.....

1. G.R. Fryling, "Combustión engineering, a reference book on fuel burning and steam generation", Combustion Engineering, Inc., Windsor, Conn. E.U.A., 1967.
2. R.H. Thurston, "A history of the Growth of the Steam Engine" Centennial edition, Cornell University Press, 1939
3. J. Stefan, "Über die Beziehung Zwischen der Wärmestrahlung und der Temperatur" Winer Berichte, Vol. 79, pp. 391-428, 1879.
4. M. Planck, "The theory of Heat Radiation", versión en inglés, Dover Publications, Inc., 1959, 224 páginas.
5. F. Kreith, "Principles of heat Transfer", 2nd. edition, International Textbook Co., Scranton, Pa. 1965.
6. M. Blasius, "Grenzschichten in Flüssigkeiten mit kleiner Reibung". Z. Math und Phys. Vol. 56, No. 1. (1908)
7. E. Pohlhausen; "Der Wärmeaustausch zwischen festen Körpern und Flüssigkeiten mit kleiner Reibung und kleiner Wärmeleitung" ZAMM, Vol. 1 (1921) p. 115.
8. A.P. Colburn, "A Method of Correlating Forced Convection Heat Transfer Data and a Comparison with Fluid Friction", Trans. Am. Inst. Chem. Engrs., Vol. 29 (1933) pag. 174-210.
9. W.M. Rohsenow, "Status of & Problems in Boiling and Condensation Heat Transfer", Proceedings, Intl. Symposium on Two Phase Systems, Progress in Heat and Mass Transfer, Vol. 6, Pergamon Press, Ltd. Headington Hill Hall, Oxford, England 1972.
10. W.M. Rohsenow, "Nucleation in boiling heat transfer", ASME, paper 70 HT-16, ASME Symposium, Detroit, May, 1970.
11. W.M. Rohsenow, "A method of correlating heat transfer data for surface boiling of liquids", Transactions ASME 91, 245, (1969).
12. B.B. Mikic & W.M. Rohsenow, "New correlation of pool boiling data including the effect of heating surface characteristics", Journal of Heat Transfer, Transactions ASME 91, 245 (1969).
13. W.T. Brown, A.E. Bergles, "A study of flow surface boiling", doctoral dissertation, MIT, 1967.
14. N. Zube, "Hydrodynamic aspects of boiling heat transfer" USAEC Report AECU-4439, (1959), doctoral dissertation, University of California at Los Angeles, (1959).

15. S.S. Kutateladze, "Heat transfer in condensation and boiling", Instituto de Física Térmica, Novosibirsk, Siberia, U.R.S.S. traducción de U.S.AEC= tr-3770, (1952).
16. Y.P. Chang, N.W. Snyder, "Heat transfer in saturated boiling", Chem. Eng. Prog. Symp. Series 56 (30)25-38 (1960).
17. R.C. Noyes, H. Lurie "Boiling Sodium Heat Transfer", 3rd. Intl. Heat Transfer Conference, Vol. 5, pp. 92-100, Chicago, Aug. 1966.
18. A.E. Bergles, W.M. Rohsenow, J. Heat Transfer, Trans. ASME 86C, 365 (1964).
19. S.S. Kutateladze, "Boiling heat transfer", Intl. Journal of Heat & Mass Transfer 4, 31 (1961).
20. W.H. Jens, P.A. Lottes, "Analysis of Heat Transfer, burnout, pressure drop and density data for high pressure water", WUAEC, Report ANL-4627, (1951).
21. R.J. Watherhead, "Nucleate boiling characteristics and the critical heat flux occurrence in subcooled axial flow water system", USAEC Report ANL-6675 (1962).
22. J.R.S. Thom, W.M. Walker, T.A. Fallon, G.F.S. Reising, "Boiling in subcooled water during flow in tubes and annuli, Proceedings, Institute of Mechanical Engineers (Londres) 3C 180, 226 (1965-6)
23. V.N. Smolin, "Boiling heat transfer crisis in tubes with dispersed annular flow of steam-water mixtures, paper B6.8, Intl. Heat Transfer Conference, Versailles, Aug. 1970
24. J.W. Westwater, K.W. Haley, "Heat Transfer from a fin to a boiling liquid", Chem. Eng. Science, Vol. 20 page 711, 1965.
25. J.H. Perry, R.H. Perry, "Engineering Manual", Kogakusha Company, Ltd., Tokio, Japan 1959
26. J.H. Keenan, F. G. Keyes, P.G. Hill, J.G. Moore, "Steam tables, thermodynamic properties of water, including vapor, liquid, and solid phases (International Edition-Metric Units)", John Wiley, 1969.
27. J.P. Holman, "Heat Transfer", Fourth edition, Mc Graw Hill Book Co., Inc. New York, N.Y., 1976.

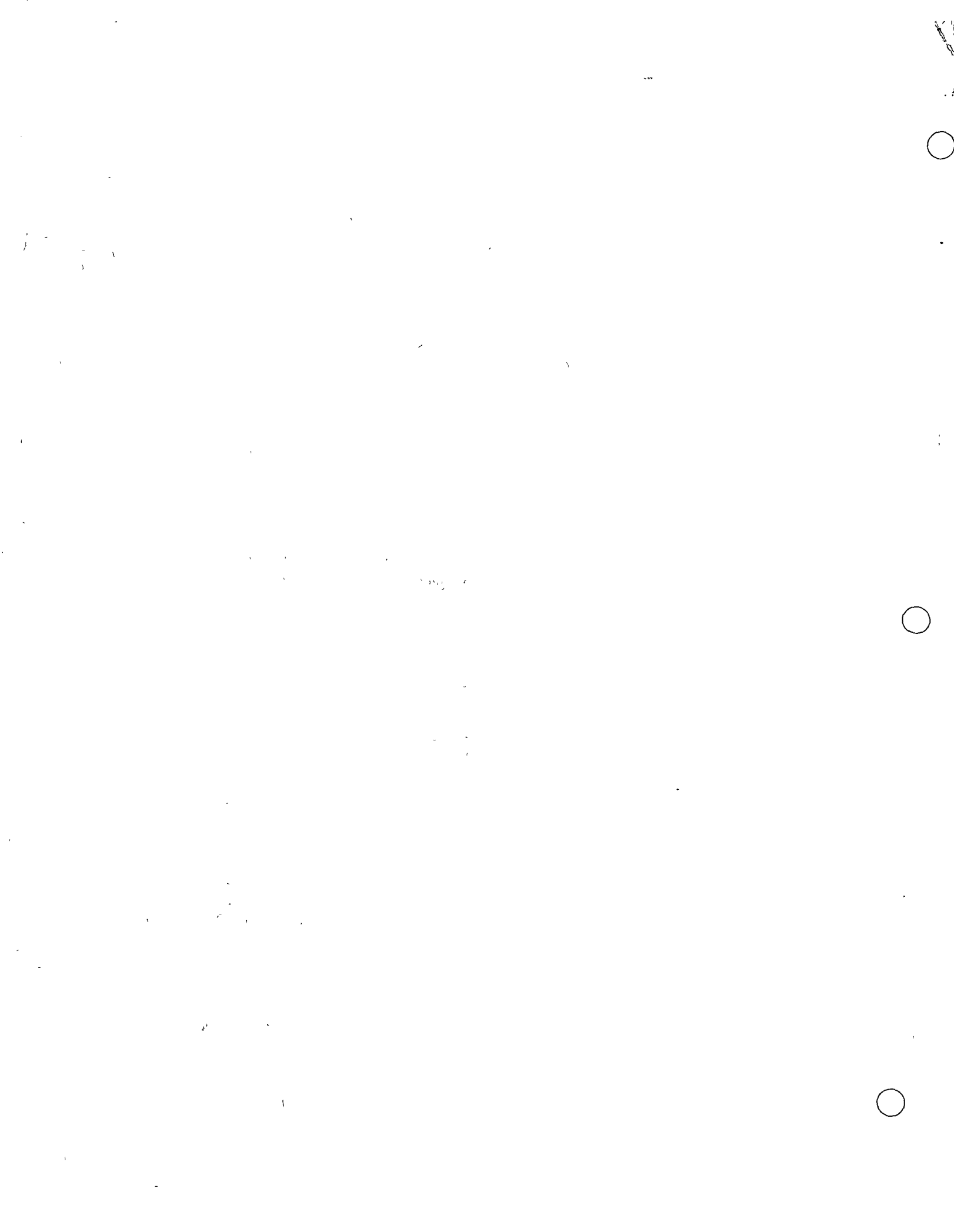
DISEÑO OPERACION Y MANTENIMIENTO DE CALDERAS  
Y RECIPIENTES A PRESION

LA TERMODINAMICA Y LOS PRINCIPIOS QUE RIGEN  
LOS DISTINTOS PROCEDIMIENTOS EN QUE INDUS-  
TRIALMENTE SE TRANSFORMA LA ENERGIA TERMICA  
EN TRABAJO.

1. DEFINICIONES Y LEYES FUNDAMENTALES
2. SISTEMAS TERMODINAMICOS
  - a) CICLO DE CARNOT
  - b) CICLO DE RANKINE
  - c) CICLO JOULE (BRAYTON)

ING. LUBIN MARTINEZ HERNANDEZ

JULIO DE 1976.



CURSO: "Diseño, Operación y Mantenimiento de Calderas y  
Recipientes a Presión"

I La Termodinámica y los principios que rigen los distintos procedimientos en que industrialmente se transforma la energía térmica en trabajo.

1.- Definiciones y Leyes fundamentales.

2.- Sistemas Termodinámicos.

- a) Ciclo de Carnot
- b) Ciclo Rankine
- c) Ciclo Brayton (Joule)
- d) Determinación de las condiciones Económicas de Operación de una Planta - Térmica.

Definiciones: A efecto de optimizar la comunicación y como un recordatorio útil se dan a continuación algunas definiciones pertinentes.

Sistema: Conjunto de muchas partículas (más de mil) de diversos tipos tales como : moléculas, átomos, electrones, fotones, etc. Para nuestro caso, por simplificación tanto el número como el tipo de partículas será el mismo en cada sistema el cual - además debe ser : homogéneo, neutro, isotrópico, etc.

Energía Interna.- La constituyen las diferentes formas de energía no observables, tales como la energía de translación, rotación y vibración de las moléculas; así como las fuerzas de enlace y la energía de los electrones, ó dicho de otra manera es la energía que posee la materia en virtud de la velocidad y la posición relativa (estados cuánticos) de sus moléculas.- y la vamos a representar por U.- así tenemos que la energía interna media de una molécula U será

$$\bar{U} = \frac{U}{N_0} = \frac{3}{2} KT = \frac{1}{2} \frac{m V_{cm}^2}{g_c} \quad (\text{gases monoatómicos})$$

$$N_0 = 6.0225 \times 10^{23} \text{ moléculas/mol}$$

$$K = \frac{\bar{R}}{N_0} = 1.3805 \times 10^{-16} \frac{\text{erg}}{\text{grado K}} = \frac{8.3143 \times 10^7 \frac{\text{erg}}{\text{gmol}^\circ\text{K}}}{6.0225 \times 10^{23} \frac{\text{moléculas}}{\text{gr mol}}} \quad (\text{constante de Boltzmann})$$

$\bar{R}$  = Constante universal

$$\bar{R} = 1.986 \frac{\text{kcal}}{\text{kgmol}^\circ\text{K}} = 1.986 \frac{\text{Btu}}{\text{lbmol}^\circ\text{R}}$$

$$V_{cm} = \text{Velocidad cuadrática media} = \langle V^2 \rangle^{1/2} = 1.2248 V_{mp}$$

$V_{mp}$  = Velocidad mas probable.





Trabajo: Es el primer procedimiento mediante el cual puede variar la energía interna de un sistema. Si el cambio de energía interna de un sistema, solo es consecuencia de la acción de trabajo, entonces a este trabajo se le llama "Trabajo Adiabático".

$$U_f - U_i = - W_{if} \text{ (adiabático)} \quad (1)$$

En donde el signo es tal que si el sistema da trabajo, su energía disminuye.

Calor: Es el segundo procedimiento mediante el cual se puede variar la energía interna. Así tenemos que:

"Cuando un sistema confinado en paredes diatérmicas está rodeado por un medio a diferente temperatura y en el sistema se desarrolla un proceso que involucra un trabajo entonces a la diferencia entre el cambio de energía interna y el trabajo dado, se le llama Calor", esto es:

$$(U_f - U_i) - (-W) = Q$$

$$Q = U_f - U_i + W \quad (2)$$

ó bien de la ecuación (1) tenemos:

$$U_f - U_i + W_{if} = 0$$

Cuando

$$U_f - U_i + W_{if} \neq 0$$

entonces  $W_{if}$  no es adiabático y podemos escribir,

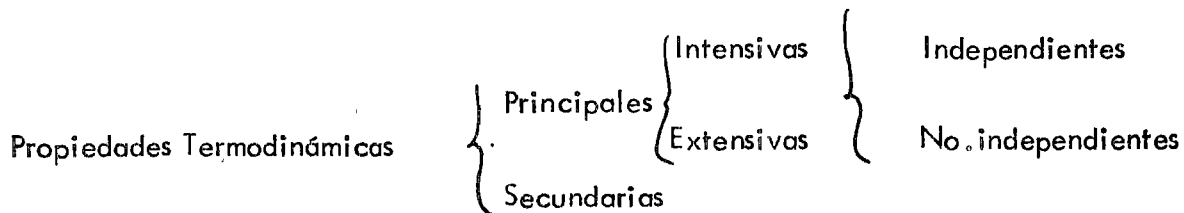
$U_f - U_i + W = Q$  que es la misma ecuación (2), que no es otra cosa que la formulación de la 1a. ley, la cual para recordar el signo la podemos escribir así  $U_f - U_i = Q - W$  y podemos pensar que el sistema es un "banco" en el que  $Q =$  depósitos y  $W =$  retiros.

Propiedad Termodinámica.- A cada sistema le podemos asociar un conjunto de atributos macroscópicos susceptibles de medirse experimentalmente y a los cuales pueden asignarse valores numéricos a estos atributos se les llama comunmente variables, ~~atributos~~ ~~coordenadas~~ coordenadas o propiedades termodinámicas, tales como la temperatura, el volumen, la masa, la presión, el calor, etc.

La masa y la energía son comunes tanto a las particular como a los sistemas; en tanto que el volumen, la presión y la temperatura son específicos de los sistemas, consecuentemente el calor y el trabajo no son propiedades termodinámicas.

Las propiedades termodinámicas se pueden clasificar como sigue:





Son propiedades principales aquellas que intervienen en la transmisión de energía; las propiedades Secundarias tales como el olor, la forma, etc. son las que no tienen ninguna relación importante en los procesos térmicos.

Las propiedades intensivas son las que son independientes de la masa (tamaño) del sistema y no son aditivas, tales como la presión, la densidad, la temperatura, etc.

Las propiedades extensivas son aquellas que son proporcionales a la masa (tamaño) del sistema, tales como el volumen, la energía interna, la entropía, etc.

Equilibrio Térmico.- Se dice que dos sistemas están en equilibrio térmico, cuando puestas en contacto a través de una pared diatérmica no existe transmisión de energía en forma de calor, durante un tiempo finito.

Temperatura Termodinámica.- Es una propiedad de la sustancia que viene a adquirir el mismo valor cuando dos sistemas alcanzan el equilibrio térmico.

Temperatura Empírica.- Es una escala arbitraria que se utiliza para cuantificar la propiedad anterior y es independiente de la naturaleza de la sustancia.

Estado Termodinámico.- El estado termodinámico sólo existe en el equilibrio y es aquella condición o punto en el espacio para la cual se conocen o se puede conocer el valor de sus propiedades (o sea que se le han asignado valores numéricos a sus "grados de libertad").

Proceso.- Es el mecanismo mediante el cual un sistema cambia de estado, este proceso se visualiza como una trayectoria entre dos puntos en el espacio y en particular si estos dos puntos coinciden, el proceso es un "ciclo". Los procesos pueden ser reversibles ó "cuasi estático" ó irreversible ó "no cuasi estáticos".

Sustancia <sup>Pura</sup> Simple.- Es aquella sustancia cuya composición química no cambia, cuando cambia de fase. En problemas de ingeniería al aire se le considera como sustancia simple, siempre que no cambie de fase; aun cuando es una mezcla de  $O_2$  y  $N_2$ , los cuales vienen a 90.5 % y 77.0 °K. respectivamente.

Para toda sustancia simple existe una relación bien definida entre su presión y su temperatura de saturación, cuyos valores al graficarse nos dan una curva típica para cada sustancia.

Sustancia simple . Es aquella cuyo estado Termodinámico se puede definir sólo por dos propiedades independientes.



Sustancia Pura Simple Compresible. - Esta sustancia que además de las características anteriores, su única forma importante de producir trabajo es por medio de su variación de volumen.

~~Entalpía: Es la propiedad que tiene toda sustancia de ser definida como~~

Entalpía :  $h \equiv u + Pv$

función de Helmholtz :  $a \equiv u - Ts$

función de Gibbs  $g \equiv h - Ts$

Calor específico a Vol. cte.  $C_v = \left( \frac{\partial u}{\partial T} \right)_v$   $\text{g}$

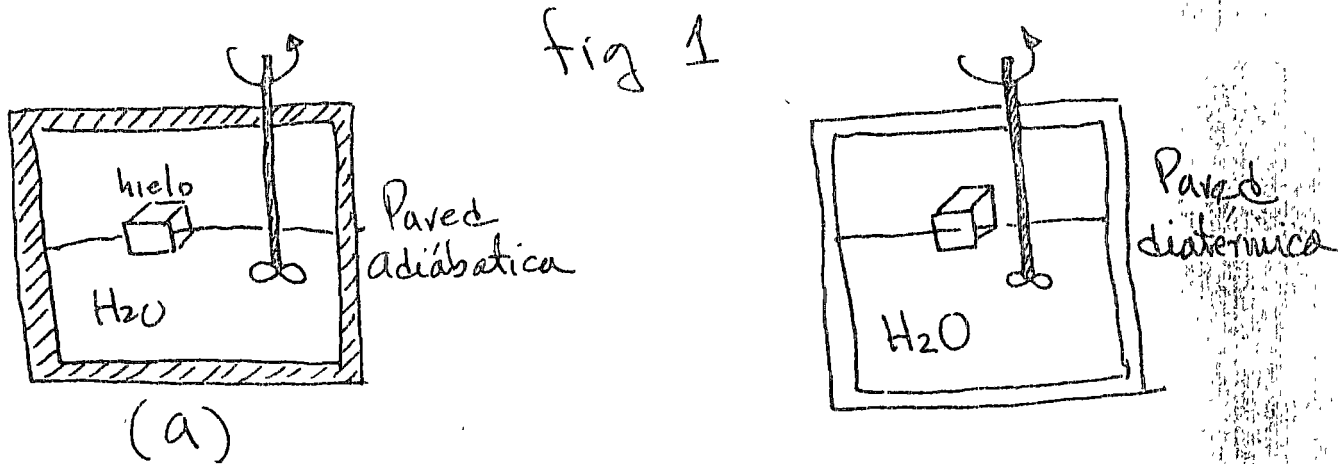
Calor específico a P = cte  $C_p = \left( \frac{\partial h}{\partial T} \right)_p$   $\text{g}$

1a. Ley de la Termodinámica. - La demostración de la equivalencia entre el calor y el trabajo fue la última etapa para identificar el principio de la conservación de la energía conocido como la "1a. Ley de la Termodinámica" que constituye una de las leyes fundamentales de la naturaleza.

Cuando hablamos de la definición de calor, establecimos la ecuación (2) diciendo que :

$$Q = U_f - U_i + W$$

era la formulación matemática de la 1a. Ley de la Termodinámica.



En la figura 1-a, tenemos un sistema aislado por una pared adiabática y rígida y le modificamos la energía interna por medio de trabajo hasta que el cubito de hielo se funde y tenemos

Si  $\Delta U = U_f - U_i$

o bien  $\Delta U = - \Delta W_{\text{adiabático}}$  (trabajo adiabático)

$\Delta U + \Delta W_a = 0$  . . . . . (3)



Para el caso de una pared diatérmica Fig. 1-b, tenemos :

$$\Delta U + \Delta W = \Delta Q \quad (4)$$

en la cual  $\Delta Q$  representa a la energía transferida (Calor) "durante" el tiempo del proceso;  $\Delta W$ , denota la energía transferida (trabajo) también "durante" el tiempo del proceso y la diferencia entre estas dos cantidades

$\Delta U = \Delta Q - \Delta W$  es el incremento de energía interna la cual representa fundamentalmente las energías cinéticas y Potencial de las partículas de la sustancia.

Este incremento en la energía interna permanece almacenado en la propia sustancia al final del proceso por lo tanto constituye una "característica ó propiedad" de las partículas de la sustancia; en contraste con el calor y el trabajo que solo se significan "durante" el cambio.

Podemos complementar lo antes dicho escribiendo

$$\Delta Q = \Delta E + \Delta W \quad (5)$$

en la que :

$$\Delta E = (\Delta U + \Delta PE + \Delta KE)$$

$\Delta PE =$  incremento en la energía potencial

$\Delta KE =$  incremento en la energía cinética

sustituyendo

$$\text{queda:} \quad \Delta Q = (\Delta U + \Delta PE + \Delta KE) + \Delta W$$

ó bien

$$Q_{1,2} = E_2 - E_1 + W_{1,2} \dots \dots \dots (6)$$

La notación 1-2 para Q y W indica que esto ocurre "durante" el proceso. La energía almacenada es como dijimos antes, una propiedad y la diferencia  $E_2 - E_1$  es "su" cambio durante el proceso.

O dicho de otra manera Q y W no son funciones de punto, o sea que solo dependen de la trayectoria, en cambio la E si es una función de punto.

La ecuación (6) es nuestra expresión matemática de la 1a. Ley.

Aplicando la 1a. Ley a un Sistema cualquiera cuyo balance de energía sea:

Flujo neto de calor agregado al sistema	-	Trabajo neto desarrollado por el sistema	+	Flujo de energía asociada con los $m_i$ flujos de masa que entran al sistema.	-	Flujo de energía asociada con los $m_e$ flujos de masa que salen del sistema.	=	Cambio de la energía almacenada en el sistema.
---	---	--	---	---	---	---	---	--





resulta ser:

$$Q_{\text{del sistema}} - W_{\text{del sistema}} + \sum_i m_i \left( h_i + \frac{V_i^2}{2g_c} + Z_i \frac{g}{g_c} \right) - \sum_e m_e \left( h_e + \frac{V_e^2}{2g_c} + Z_e \frac{g}{g_c} \right) =$$
$$= \left[ m_2 \left( u_2 + \frac{V_2^2}{2g_c} + Z_2 \frac{g}{g_c} \right) - m_1 \left( u_1 + \frac{V_1^2}{2g_c} + Z_1 \frac{g}{g_c} \right) \right] \text{ sistema}$$

en la que  $h$  = entalpía

$u$  = Energía interna

$V$  = Velocidad de las partículas

$Z$  = Diferencia de alturas

$g$  = aceleración de la gravedad

$$g_c = 9.81 \frac{\text{Kg} \cdot \text{m}}{\text{Kg}(\text{f}) \cdot \text{seg}^2}$$

Como es bien sabido, para que un fenómeno <sup>se</sup> realice en la realidad no es suficiente que se cumpla solamente con la 1a. Ley de la Termodinámica sino que necesariamente, fatalmente, se debe cumplir, además, con la 2a. Ley de la Termodinámica.

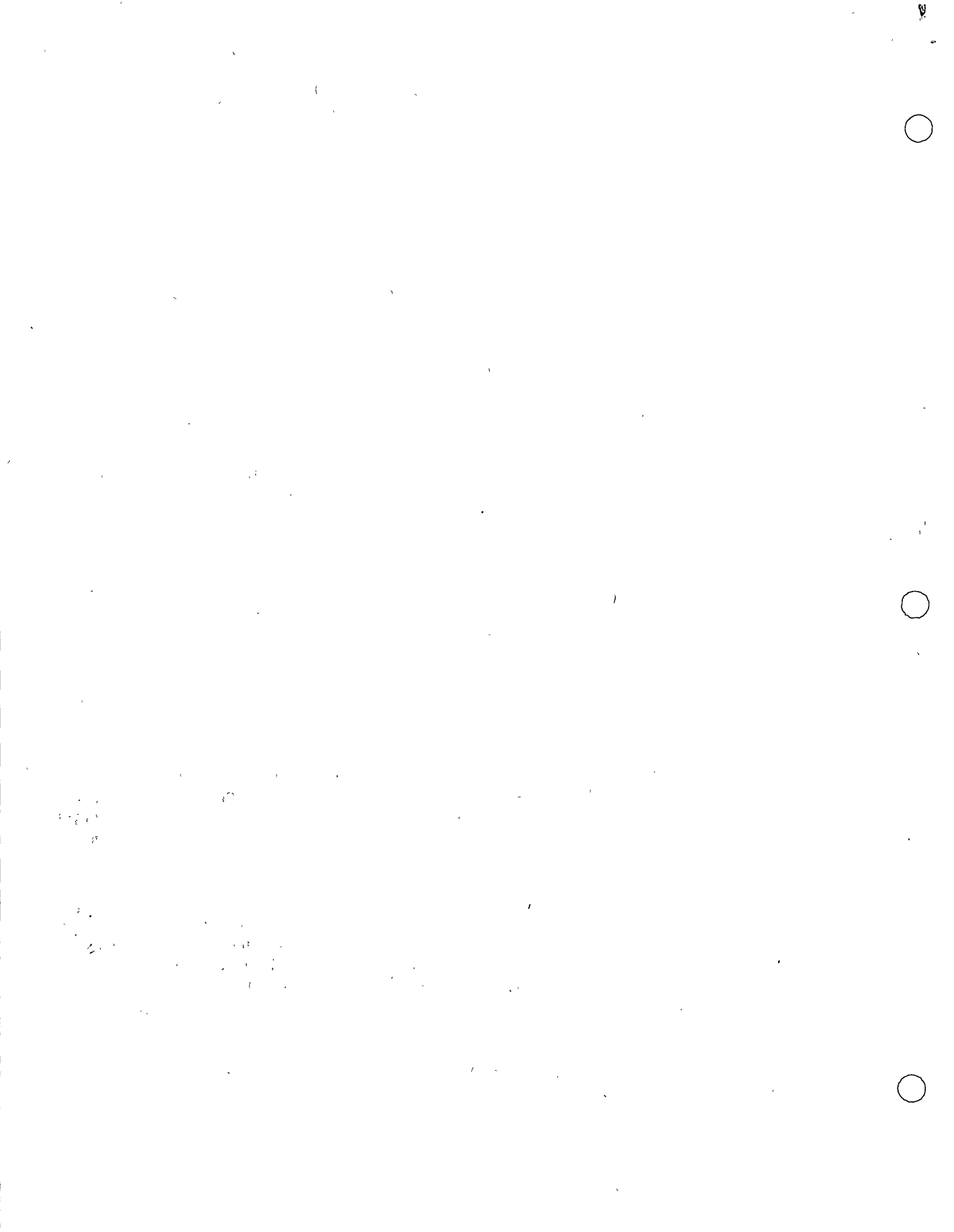
### Segunda Ley de la Termodinámica.

Para que un proceso termodinámico cumpla con la 1a. Ley, basta con que la variación de la energía interna del sistema que lo desarrolla sea igual a la suma algebraica de las cantidades de calor y de trabajo que este sistema intercambia con el medio que lo rodea, sin embargo no nos dice nada en cuanto a la dirección en que el proceso debe ocurrir y tampoco pone limitación alguna para que la energía se transforme de una de sus formas en otra, ó dicho de otra manera; todo proceso cuyo único fin sea el de crear o destruir energía, es imposible.

Como sabemos la 1a. Ley nos da el concepto de energía el cual es fácilmente aceptado por nuestros sentidos, la 2a. Ley nos trae el concepto de entropía, este concepto que como veremos es una propiedad de la sustancia; en contra posición con la energía nuestros sentidos no la intuyen fácilmente, por lo que trataremos al menos en forma cualitativa, de lograr formarnos una idea precisa de su significado y del porqué es una propiedad termodinámica de la sustancia.

Antes de proceder a esponder los conceptos que nos conduzcan al conocimiento de la entropía, debe quedar claro que para que un fenómeno sea realmente factible debe cumplir simultáneamente la 1a. y la 2a. Leyes de la Termodinámica, lo cual puede interpretarse como una restricción que la naturaleza impone al hombre para superarse en su afán de utilizar la energía que la misma naturaleza pone a su disposición en el universo.

Existen varias maneras de expresar la 2a. Ley de la Termodinámica desde un punto de



vista macroscópico, siendo los más comunes los siguientes debidos a los trabajos realizados por R. Clausius y W. Thomson (Lord Kelvin).

Kelvin - Planck :- "Toda transformación cíclica cuyo único resultado final sea el de absorber calor de un cuerpo o fuente de calor a una temperatura dada y -- convertirlo íntegramente en trabajo, es imposible".

R. Clausius : "Toda transformación cíclica cuyo único resultado final sea el de transferir una cierta cantidad de calor de un cuerpo frío a uno caliente, es imposible".

La frase único resultado final significa que al completarse el ciclo y el sistema - termodinámico adquiere los mismos valores iniciales en sus propiedades termodinámicas, permaneciendo inalterado el medio que lo rodea; obviamente ambos enunciados son equivalentes.

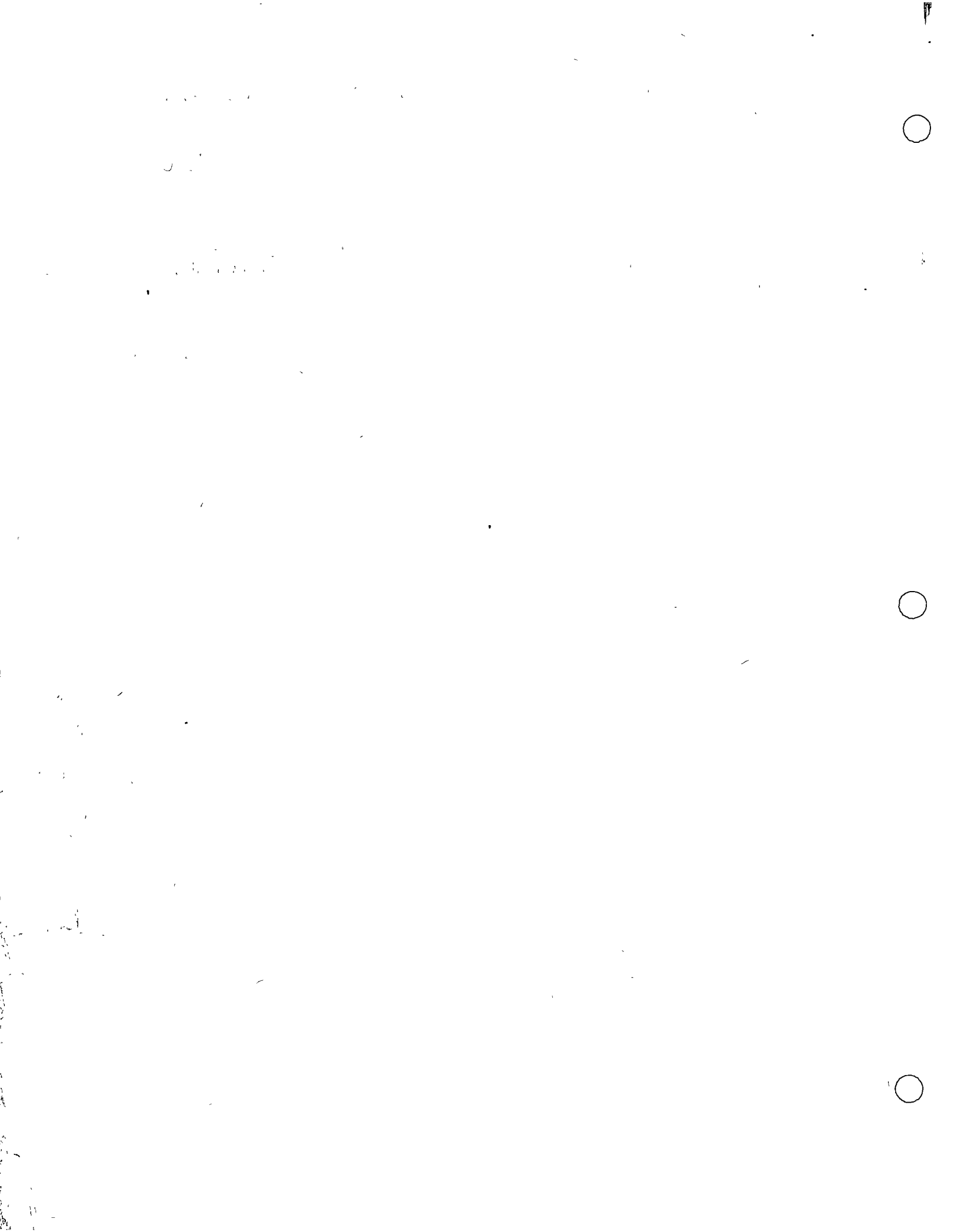
### Entropía

El concepto de entropía fue introducido por primera vez en la física teórica por R. Clausius a mediados del Siglo XIX. La palabra "entropía" en griego significa - "cambio".

### Postulado # 2

"Existe una función llamada Entropía ( $S$ ) de las propiedades extensivas de un sistema compuesto, definida para todos los estados de equilibrio, y con las siguientes propiedades: Los valores que toman las propiedades extensivas en la ausencia de restricciones internas, son precisamente aquellos que hacen máximo el valor de la entropía"

Postulado # 3 " La entropía de un sistema es aditiva, es además una función continua, diferenciable e incremental. Su valor monótonicamente cuando la energía aumenta"



Desde un punto de vista macroscópico, a la Termodinámica clásica solo le interesa si el proceso es o no reversible o sea

$$S = \int_i^f \frac{\delta Q}{T} \quad 0$$

$$\Delta S > 0 \quad \text{Proceso irreversible}$$

$$\Delta S = 0 \quad \text{Proceso reversible}$$

Desde un punto de vista microscópico, a la entropía se le define como "una medida del desorden medio de las partículas a escala microscópica"

$$S = k \ln W$$

$k$  = cte de Boltzmann ya definida

$w$  = macroestado  $\{C.P.\}$  de configuración Predominante

Esta ecuación constituye el "puente" entre la termodinámica clásica y la termodinámica estadística o entre el mundo macroscópico y el mundo microscópico; por lo que para lograr tener un concepto real de lo que es la entropía necesitamos incursionar en el MUNDO MICROSCOPICO aunque sea cualitativamente.

Según la teoría cuántica, existen niveles discretos de energía los cuales se pueden ocupar por las partículas microscópicas de un sistema. El estudio de la energía posible para cada partícula y la colocación de las partículas en los distintos niveles de energía se puede obtener por medio de :

- La solución de la Ecuación de Schrödinger para un sistema de partículas
- La observación experimental de los espectros de emisión y de absorción.
- La aplicación de la mecánica estadística .

Aplicando la mecánica estadística, empezaremos por considerar un MODELO extremadamente simplificado con las siguientes condiciones:

- 1a. Sea un sistema de cuatro partículas distinguibles y localizables, a, b, c y d libres para vibrar en cualquier dirección. (X, Y, Z)
- 2a. Solo nos vamos a fijar en una dirección (porque todas son igualmente posibles)
- 3a. El sistema está aislado y con energía constante e igual a  $4e$ .
- 4a. Los niveles de energía son equidistantes.
- 5a. Nuestro modelo es isotrópico (las propiedades son las mismas en cualquier dirección).

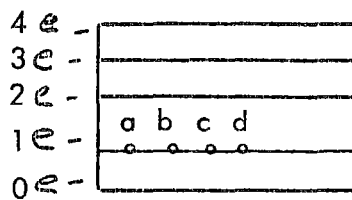
Las diferentes maneras en que la energía total ( $4e$ ) se puede repartir entre las cuatro partículas serán:



1966



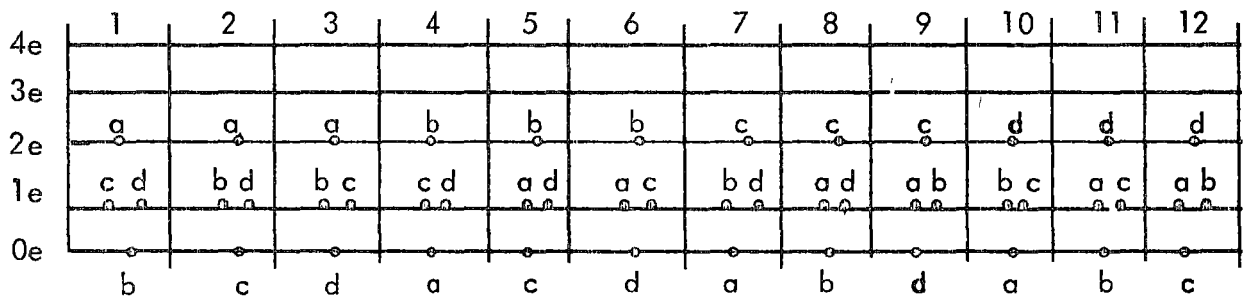
macroestado # 1, toda la energía se reparte por igual en cada partícula



No. de microestados = 1

en este caso particular el macroestado es igual a su microestado.

Macroestado # 2; una partícula se transfiere al nivel 2e, consecuentemente otra se bajará al nivel 0e



No. de microestados = 12

Y así sucesivamente hasta que se agoten todas las maneras diferentes en que se pueden colocar las cuatro partículas con toda la energía repartida en cada microestado y el resultado será:

5 Macro estados

35 Micro estados

Las posiciones en cada microestado no están fijas sino que están cambiando constantemente de una distribución a otra de tal manera que ninguno de los niveles está ocupado todo el tiempo, no obstante en un período suficientemente grande cada microestado se repite tan a menudo como cualquier otro y estadísticamente podemos determinar el promedio de átomos ó partículas que están en cada nivel o estado cuántico y así encontramos que el nivel 4e (máxima - energía). Solo se ocupa cuatro veces durante una secuencia de 35 microestados; el nivel 3e, 12 veces, esto es:

4 ————— 4e  
 12 ————— 3e  
 24 ————— 2e  
 40 ————— 1e  
 60 ————— 0e





$$60/35 = 1.73$$



0e

$$40/35 = 1.145$$



1e

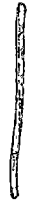
$$E = 4$$

$$24/35 = 0.685$$



2e

$$12/35 = 0.343$$



3e

$$4/35 = 0.1142$$



4e

Conclusión: Cuando la energía es fija solamente una minoría de átomos o partículas pueden ocupar niveles altos y la mayoría fatalmente debe ocupar los niveles bajos. (Análogamente como se reparte la riqueza en el mundo).

Si duplicamos la energía el número de macroestados aumentará a 15 y el de microestados ascenderá a 165, y la gráfica correspondiente será:

$$\frac{180}{165} = 1.091$$



0e

$$\frac{144}{165} = 0.873$$



1e

$$\frac{102}{165} = 0.618$$



2e

$$\frac{74}{165} = 0.448$$



3e

$$\frac{60}{165} = 0.364$$



4e

$$\frac{42}{165} = 0.255$$



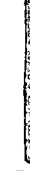
5e

$$\frac{24}{165} = 0.145$$



6e

$$\frac{12}{165} = 0.073$$



7e

$$\frac{4}{165} = 0.024$$



8e

$$E = 8e$$



Antes de considerar sistemas con gran número de partículas se desarrollará un procedimiento para sistematizar el conteo del número de microestados para un macroestado dado, con energía total variable.

1er. Caso. Colocaremos nuestras cuatro partículas en cuatro diferentes niveles de energía; o sea que al arrojar nuestra 1a. partícula hacia los cuatro niveles ésta tendrá cuatro posiciones posibles; para la siguiente sólo quedan tres posiciones posibles, y así sucesivamente, hasta que para la última sólo quedará una posición, por lo tanto el número de arreglos posibles  $w_1$  serán:

$$w_1 = 4 \times 3 \times 2 \times 1 = 4! = 24 \quad ; \quad w_1 = \text{número de combinaciones de -}$$

uno en uno y para N partículas será:

$$w_1 = N(N-1)(N-2)\dots [N-(N-1)] = N! \quad ;$$

2o. caso. Ahora tomaremos partículas de dos en dos y para nuestro caso el número de combinaciones será:

$$w_2 = \frac{4!}{2!} = 12 \quad \text{y en el caso de N partículas tendremos:}$$

$$w_N = \frac{N!}{N_0! N_1! N_2! \dots} \quad ; \quad \text{en donde } N_0, N_1, N_2, \dots \text{ son el número de partículas en los niveles } 1, 2, 3, \dots$$

y si seguimos aumentando tanto el número de niveles como el de partículas, el número total de los diferentes arreglos o combinaciones será

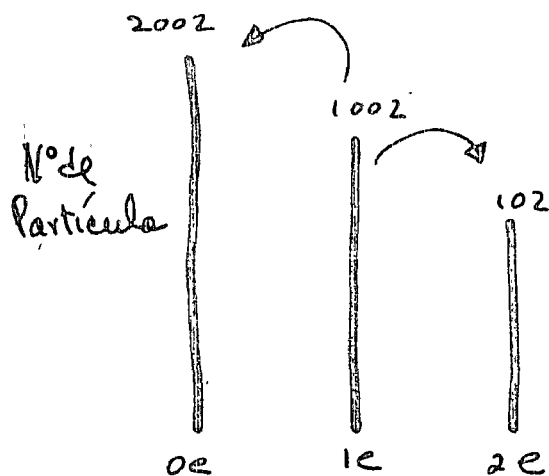
$$W = w_1 + w_2 + w_3 + \dots + w_z = \sum_{i=1}^z w_i,$$

### Distribución más probable para un número grande de Partículas.

Cuando los sistemas contienen pocas partículas libres para moverse de uno a otro nivel de energía no se nota un hecho muy singular que consiste en que no todos los macroestados son igualmente probables sino que "algunos" son más probables que otros; pero con un gran número de partículas este hecho es evidente de tal manera que el sistema tiende a cambiar a un "macroestado más probable" esto se puede ver claro con el siguiente ejemplo: Consideremos un sistema con 3106 partículas distinguibles distribuidas originalmente en 3 niveles equidistantes.



1  
2  
3  
4  
5  
6  
7  
8  
9  
10  
11  
12  
13  
14  
15  
16  
17  
18  
19  
20  
21  
22  
23  
24  
25  
26  
27  
28  
29  
30  
31  
32  
33  
34  
35  
36  
37  
38  
39  
40  
41  
42  
43  
44  
45  
46  
47  
48  
49  
50  
51  
52  
53  
54  
55  
56  
57  
58  
59  
60  
61  
62  
63  
64  
65  
66  
67  
68  
69  
70  
71  
72  
73  
74  
75  
76  
77  
78  
79  
80  
81  
82  
83  
84  
85  
86  
87  
88  
89  
90  
91  
92  
93  
94  
95  
96  
97  
98  
99  
100



$E = cte$   
Distribución inicial

El número de diferentes maneras en que esta distribución puede ocurrir es :

$$w = \frac{3106!}{2002! 1002! 102!}$$

Si transferimos una partícula del nivel  $1e$  al  $0e$ , lo cual puede ocurrir solamente si otra partícula "salta", por ejemplo, del nivel  $1e$  al  $2e$  y tendremos  $N_0 = 2003$ ,  $N_1 = 1000$  y  $N_2 = 103$  y el nuevo valor de  $w$  será  $w^* = \frac{3106!}{2003! 1000! 103!}$

Relacionando estos dos valores tenemos :

$$\frac{w^*}{w} = \frac{2002! 1002! 102!}{2003! 1000! 103!} = \frac{(1002)(1001)}{(2003)(103)} = \frac{10^6}{0.2 \times 10^6} \doteq 5$$

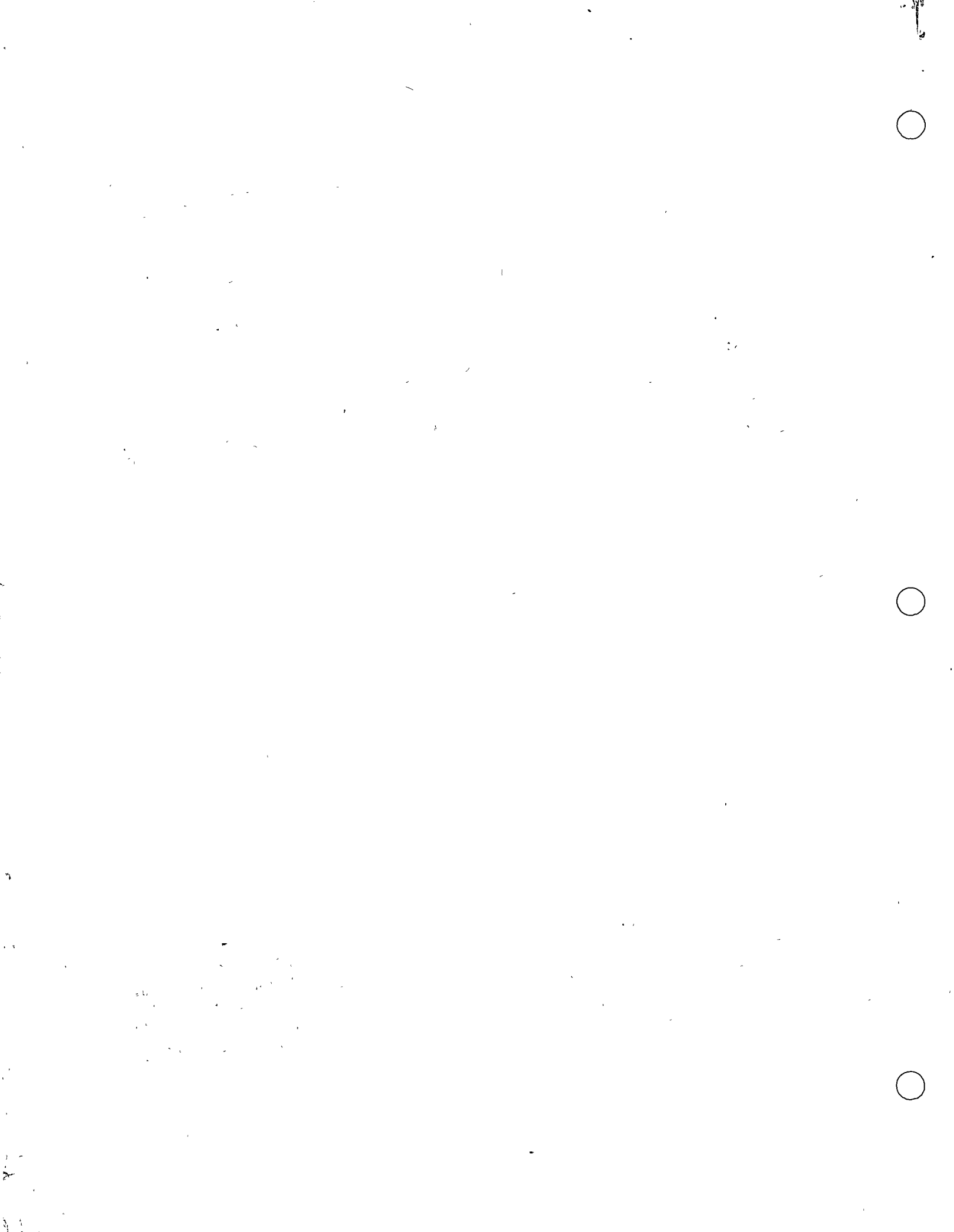
Esto significa que cambiando la localización solamente de 2 partículas, resulta un gran incremento en el número de maneras en que la nueva distribución puede ocurrir esto es que para nuestro número de microestados en el nuevo macroestado  $w^*$  es cinco veces el número de microestado en el macroestado inicial, si los rearrreglos se continúan de la relación  $\frac{w^*}{w}$  disminuye lentamente hasta que se alcance la siguiente distribución :

$$N_0 = 2142, N_1 = 722, N_2 = 242$$

para lo que se tiene

$$\frac{w^*}{w} = \frac{(722)(721)}{(2146)(243)} = 1$$

Esto implica que cuando la población de los tres niveles es próxima a la anterior el paso de partículas de un nivel a otro casi no tiene efectos sobre el número de diferentes maneras en que las partículas se pueden distribuir, este hecho se reconoce como un "máximo" de  $w$  para el caso de que la energía total  $E$  sea fija y se puede establecer que "Existe una tendencia natural para las partículas de un sistema de aproximarse y mantener esta distribución" ó en otras palabras la distribución para lo que  $w$  es menor que el máximo ( $w_{max}$ ) es menos probable que ocurra . .



La condición de que

$\frac{w^*}{w} \approx 1$  cuando  $w \rightarrow w_{\max} \equiv W$  se usará para determinar la relación que existe entre el número de partículas en los niveles vecinos; ó sea para saber como es la distribución de las partículas en los niveles de energía, consecuentemente podemos escribir:

$$\frac{w^*}{w} = \frac{N_1 (N_1 - 1)}{(N_0 + 1)(N_2 + 1)} \approx \frac{N_1^2}{N_0 N_2}$$

como en la mayoría de los casos  $N_0, N_1$  etc. son del orden del  $N^\circ$  (Número de Avogadro) podemos escribir

$$w \rightarrow w_{\max} \equiv W$$

$$\frac{N_1^2}{N_0 N_2} = 1 \quad \text{ó bien}$$

$$\frac{N_1}{N_0} = \frac{N_2}{N_1} \quad \text{de donde podemos concluir que cuando}$$

$$w = w_{\max} = W$$

$$\frac{N_1}{N_0} = \frac{N_2}{N_1} = \frac{N_3}{N_2} = \text{cte}$$

La ley de distribución de las partículas distinguibles en niveles de energía igualmente espaciados se deduce de estos resultados para  $w = W$  tenemos

$$\frac{N_1}{N_0} - 1 = \frac{N_2}{N_1} - 1 \quad \text{ó bien}$$

$$\frac{N_1 - N_0}{N_0} = \frac{N_2 - N_1}{N_1} = \dots = \frac{dN}{N} = \text{cte}$$

Si la separación entre los niveles de energía ( $de$ ) la podemos relacionar de la siguiente manera

$$\frac{dN}{N} = -\beta \text{ de}$$

Se introduce el signo (-) porque el incremento  $dN$  es negativo cuando  $\beta$  crece (figura)

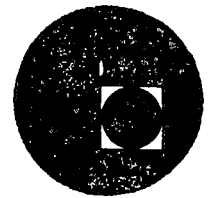


27



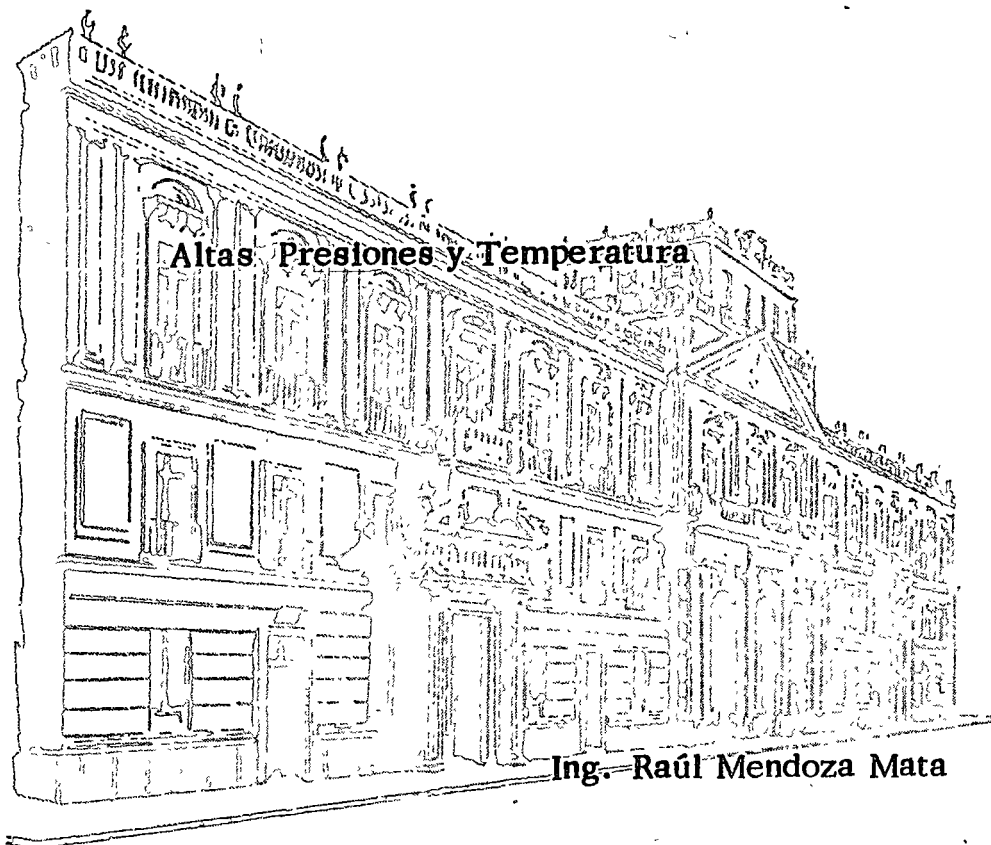


centro de educación continua  
división de estudios superiores  
facultad de ingeniería, unam

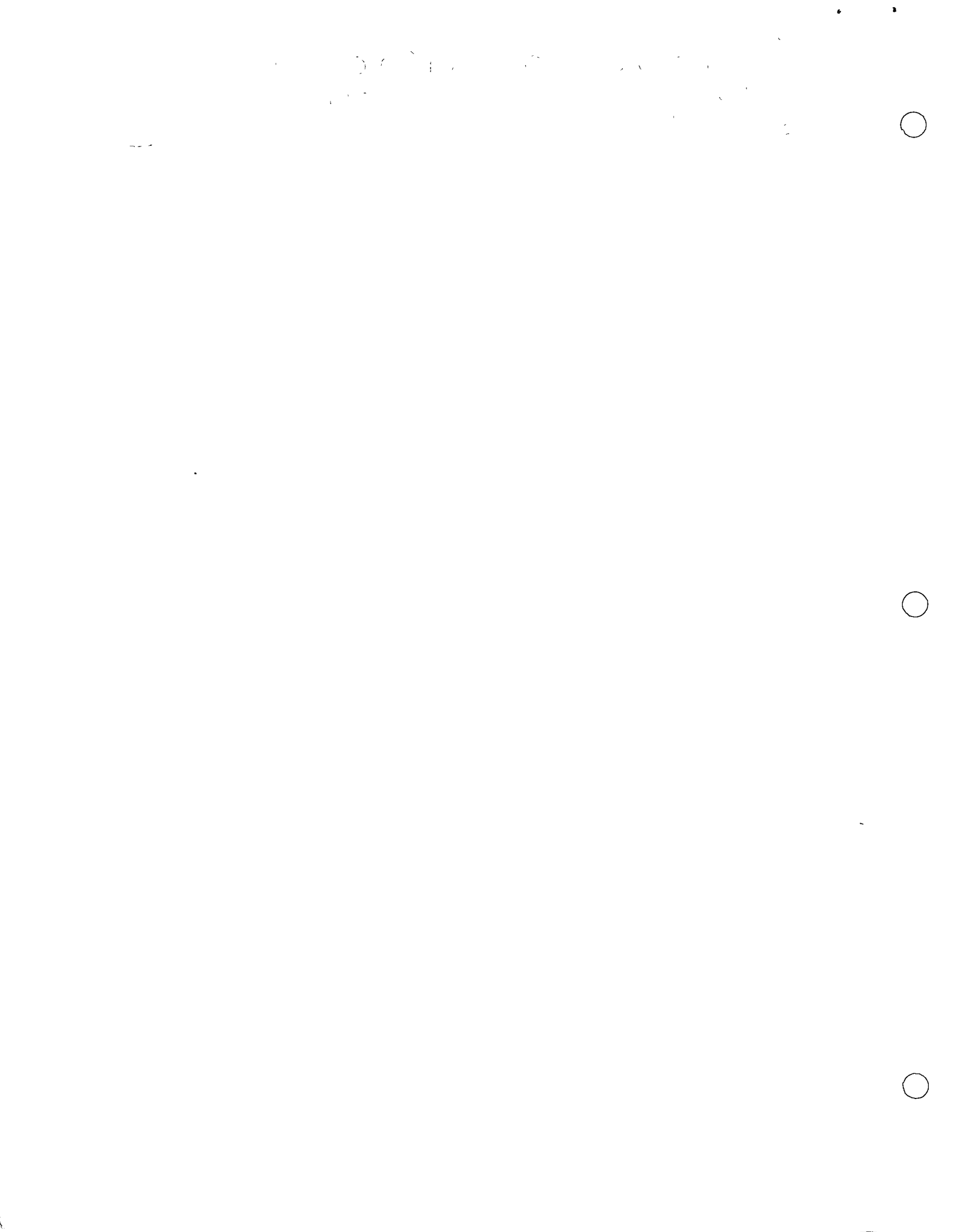


**DISEÑO, OPERACION Y MANTENIMIENTO DE CALDERAS Y**

**RECIPIENTES A PRESION**



Agosto, 1976



Los avances industriales que se han presentado a gran velocidad en muchos países alrededor del mundo, ha incrementado la gama de productos así como los programas de modernización de equipos. Las operaciones a altas temperaturas y altas presiones han sido introducidas en un gran número de industrias, incluyendo la generación de energía térmica y nuclear, refinación de petróleo y petroquímica. Lo anterior ha motivado una demanda creciente de materiales, particularmente placas de acero de baja aleación, adecuadas para servicios a altas temperaturas.

El desarrollo de tales materiales para aplicaciones comerciales ha hecho posible el desarrollo de nuevos procesos industriales; y para que estos procesos sean ampliamente utilizados, las temperaturas y presiones de operación están siendo elevadas a niveles más altos que nunca antes se habían llevado. Esta tendencia está creando demandas de aceros con propiedades mucho más sofisticadas.

En el pasado, la mayoría de los reactores fueron fabricados con forjas de acero. Pero a medida que el servicio ha involucrado temperaturas y presiones más altas, ha venido a ser necesarios hacer equipos de mucho mayor tamaño. Como resultado de esto, las limitaciones de las forjas de acero son aparentes. Los lingotes de acero requeridos son simplemente demasiado pesados para ser económicos, además de que las operaciones de forjado, perfilado y maquinado, también incrementan los costos de producción. Para resolver estos problemas, se están empezando a utilizar en reactores y otras aplicaciones similares, estructuras soldadas fabricadas de placas de acero de baja aleación, para servicios de altas temperaturas.

A continuación se presentan algunas aplicaciones de placas de acero de baja aleación:

- Domos de calderas para plantas térmicas de potencia.
- Reactores, recipientes a presión, generadores de vapor y presurizadores para plantas nucleares de potencia.
- Varios tipos de reactores, convertidores, domos de vapor, separadores, presurizadores, cambiadores de calor e hidrodessintegradores para plantas químicas.

Todos estos tipos de equipo, grandes reactores nucleares y pesados desulfurizadores de aceite, requieren particularmente placas de acero pesadas, cuyos espesores van desde 150 mm a 300 mm y cuyos pesos van de 30 a 50 toneladas.

Los aceros utilizados para altas temperaturas se pueden clasificar en a) aceros resistentes al calor, b) aceros para servicios a altas temperaturas. Pero estos materiales no se pueden separar en dos grupos distintos solo por la consideración de las temperaturas de servicio o sus propiedades. Por lo anterior, se habla en general de aceros aleados con molibdeno, con cromo molibdeno y manganeso-molibdeno-nickel, como aceros para servicios de altas temperaturas; y como aceros resistentes al calor, los aceros austeníticos y -- aceros de alta aleación.

## PROPIEDADES REQUERIDAS POR LOS ACEROS PARA SERVICIOS A ALTAS TEMPERATURAS

Los aceros para servicios a altas temperaturas deben reunir generalmente las propiedades presentadas en la siguiente tabla. La importancia de algunas propiedades sobre otras varía con las condiciones del servicio, tales como la forma del componente, su localización en el equipo, la presión de operación, la temperatura de operación, el gas de combustión empleado y el producto manejado.

Los aceros con aleaciones de molibdeno y cromo-molibdeno se usan principalmente en reactores de todos tipos. Entonces, cuando se esten seleccionando aceros para utilizarlos en reactores, deberá darse especial importancia a la tercera categoría de esta tabla.

CATEGORIA	PROPIEDADES ESPECIFICAS
Propiedades Químicas (Estabilidad Superficial)	<ul style="list-style-type: none"> <li>(1) Resistencia a la oxidación</li> <li>(2) Resistencia al gas de combustión y producto manejado</li> </ul>
Propiedades Físicas (a temperatura ambiente y altas temperaturas)	<ul style="list-style-type: none"> <li>(1) Coeficiente de expansión térmica</li> <li>(2) Conductividad térmica</li> <li>(3) Módulo de elasticidad</li> <li>(4) Gravedad específica</li> </ul>
Propiedades Mecánicas	<ul style="list-style-type: none"> <li>(1) Resistencia a la tensión o límite de fluencia a temperatura ambiente, dureza, propiedades de impacto.</li> <li>(2) Resistencia a la tensión o límite de fluencia a altas temperaturas.</li> <li>(3) Flujo plástico a altas temperaturas y resistencia a la ruptura por flujo plástico a -- altas temperaturas.</li> <li>(4) Características por fatiga térmica.</li> <li>(5) Características por choque térmico.</li> <li>(6) Estabilidad estructural y cambios de las -- propiedades mecánicas después de muchas horas de servicio a altas temperaturas.</li> </ul>
Trabajabilidad	<ul style="list-style-type: none"> <li>(1) Manejabilidad en frio y caliente.</li> <li>(2) Soldabilidad.</li> <li>(3) Facilidad en el maquinado.</li> </ul>
Economía	

# Checkpoints for Selecting Steels for High Temperature Service

When selecting steels for high temperature service, the following points should be taken into full consideration.

## Checkpoint 1: High Temperature Strength of Steels and Design Criteria Used in Different Countries

The allowable design stress for pressure vessels is usually calculated from the yield strength or tensile strength of the steel to be used. Generally, yield strength and tensile strength are lower at high temperatures than at room temperature. For high temperature, high pressure vessels, allowable stresses are determined from the yield strength, tensile strength or creep strength (or from a combination of these strengths) which the steel exhibits at operating or design temperatures. It is standard practice to use the lowest of these values as the allowable design stress.

An example of this procedure is given below. Figure 1 shows the mechanical properties of JIS G 3103 Grade SB49 (corresponding to ASTM A 515 Gr.70), a typical carbon steel for boilers. As Fig. 1 shows, tensile strength is the determining factor for the allowable stress up to 400°C, but creep strength drops sharply as the temperature increases, replacing tensile strength as the determining factor at temperatures higher than 400°C.

The temperature at which the tensile strength curve intersects the creep strength curve differs from steel to steel. For 2-1/4Cr-1Mo alloy steel, it is 500°C or higher.

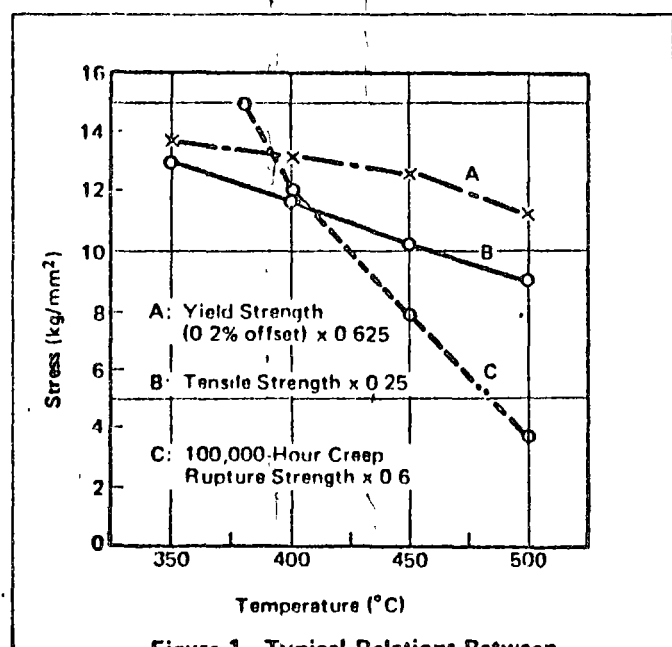


Figure 1. Typical Relations Between High Temperature Tensile Strength, High Temperature Yield Strength, and 100,000-Hour Creep Rupture Strength of JIS G 3103 SB49 for Design Stress Determination

Many countries have their own specifications covering pressure vessel design (see Table 2).

On the basis of long experience and accumulated data, these specifications were formulated to prevent the occurrence of plastic strain in the vessel by keeping within the elastic range the primary stresses necessary for the vessel to maintain an equilibrium with external forces. Of these, ASME Code of the United States is the best known and the longest established. ISO, established jointly by several, primarily European, countries, is another important code.

Operating temperatures for pressure vessels currently in commercial application range up to about 600°C, the maximum design pressure being about 1,400 kg/cm<sup>2</sup>. To simplify for the sake of illustration, a pressure vessel operated at temperatures not exceeding about 350°C will be discussed below. Because vessels for use at this temperature can be designed on the basis of yield strength or tensile strength, and because creep rupture strength need not be considered, the allowable stress specified in ASME Sec. VIII Div. 1 for these vessels is one-fourth of the tensile strength at design temperature, and the ISO-specified allowable stress is 1/1.6 of the yield strength at design temperature. If a steel having a high yield ratio is used in vessels made to ISO specifications, the required wall thickness can be correspondingly decreased. And this reduces the weight of the vessels. Thus material costs can be reduced by using steel material that matches the requirements of the design code involved.

As the above example indicates, steels for specific high-temperature applications should be selected only after the service temperature, design codes, the high temperature mechanical properties of available steels, and various other factors have been thoroughly considered.

Table 2. Comparative Table of Design Codes

	High Pressure Gas Law (Japanese)	Specifications for Pressure Vessel Construction (Japanese)	ASME Code Sec. VIII		ISO/R831
			Div. 1	Div. 2	
Strength theory for internal pressure shell	$t = \frac{P \cdot D}{50 \eta - P} + C$ (maximum shearing stress theory)	$t = \frac{P \cdot D}{200 \times \eta - 2P(1-k)}$ (maximum principal stress theory)	$t = \frac{P \cdot R}{SE - 0.6P}$ (maximum principal stress theory)	$t = \frac{P \cdot R}{S - 0.5P}$ (maximum shearing stress theory)	$c = \frac{PRi}{fz - 0.5P}$ (maximum shearing stress theory)
Allowable stress	When the yield ratio is 0.9 or lower: $\frac{\sigma_y (3.4 - 2\gamma)}{4}$ $\gamma = 0.7 \quad \sigma_y \cdot 1/2$ $\gamma = 0.8 \quad \sigma_y \cdot 1/2.2$ where $\gamma =$ yield ratio $\sigma_y =$ yield strength	Whichever is the smaller of the following values: 1/4 of the specified minimum tensile strength 5/8 of the yield strength	Whichever is the smaller of the following values: 1/4 of the specified minimum tensile strength 5/8 of the yield strength	Whichever is the smaller of the following values: 1/3 of the specified minimum tensile strength 2/3 of the yield strength	Whichever is the smallest of the following values: 1/1.6 of the minimum yield strength at service temperature 1/2.7 of the tensile strength at room temperature $S_R/1.6$ where $S_R$ is the stress required to cause a rupture after 100,000 hours of service $S_c/1.0$ where $S_c$ is the stress required to cause 1% creep elongation after 100,000 hours of service
Design calculations	Detailed stress analyses are not required			Either detailed theoretical stress analyses (including fatigue analysis) or stress analyses based on experimentation are required.	
Joint efficiency	Welded joints shall be subjected to X-ray inspection. Entire weld lines: 1.00 Spot welds: 0.85	X-ray inspection and stress relief annealing of the entire weld line are required. Reinforcement metal shall be sufficiently removed. <b>0.91</b>	Welded joints shall be subjected to X-ray inspection. Entire weld lines: 1.00 Spot welds: 0.85 No inspection: 0.70	Welded joint shall be subjected to X-ray inspection. Entire weld lines: 1.00	Welded joints shall be subjected to X-ray inspection. Entire weld lines: 1.00 Spot welds: 0.80
Pressure testing	Hydrostatic test pressure: Design pressure x 1.5	Hydrostatic test pressure: Design pressure x 1.5 $15 \text{ kg/cm}^2 < P$	Hydrostatic test pressure: Design pressure x 1.5 (with water temperature and corrosion allowance taken into account)	Hydrostatic test pressure Design pressure x 1.25	



---

## Checkpoint 2: Toughness Requirements

---

Since pressure vessels for high temperature service are operated at temperatures sufficiently higher than the transition temperature of steel, no problems develop during normal operations. Brittle fracture does become a possible problem, however, while a completed vessel is undergoing a hydrostatic test or when a vessel is started up after shut-down. This means, therefore, that steels for pressure vessels for high temperature service must combine good high temperature properties with room or low temperature toughness.

To meet these requirements, steels for boilers and pressure vessels must normally exhibit a minimum absorbed energy value of approximately 2–3 kg-m at 0–20°C as found in the Charpy impact test. But for nuclear reactor vessels, it became necessary in the summer of 1972 to test steel toughness based on both the NDT temperature as found in the NRL drop weight test and the absorbed energy value as found in the Charpy impact test. Thus ASME Sec. III 1972 Addenda Summer stipulates that the following two requirements must be satisfied:

- Hydrostatic test temperature  $\geq$  NDT + 33.4°C

- Absorbed energy  $\geq$  6.92 kg-m and lateral expansion  $\geq$  0.89 m/m in the Charpy 2 mm V-notch impact test at the hydrostatic test temperature.

- Generally, the toughness of a steel can be increased by refining its grain structure. But this lessens creep strength, the factor that determines the allowable stress at high temperatures. Therefore, with vessels for applications at temperatures at which creep strength is the determining factor, it is necessary to compensate for the insufficient toughness level by raising the temperature of the water used for the hydrostatic tests. If creep strength is not an important consideration, as when the service temperature is about 300°C, sufficient toughness can be obtained by adding alloying elements or, when extremely thick plates are required, by quenching and tempering. When toughness rather than creep strength governs material selection, manganese-molybdenum alloy or manganese-molybdenum-nickel alloy steel should usually be selected over molybdenum alloy steel or chromium-molybdenum alloy steel. This subject will be discussed in more detail in the next section.

---

## Checkpoint 3: Effects of Alloying Elements

---

When high temperature strength (creep strength) is the principal consideration, molybdenum content in the base composition is usually increased, but when high-temperature corrosion resistance is paramount, chromium content is increased. In the case of petroleum refinery reactors, which are subject to hydrogen attack, molybdenum and chromium are added to the chemical composition of the steel to be used for their construction because these elements effectively resist hydrogen attack.

The effects of alloying elements are described in more detail below.

### A. Effects of Alloying Elements on High Temperature Strength

To increase the design stress, both high temperature tensile strength and creep strength must be

increased. This can be achieved by adding various alloying elements, such as molybdenum, chromium, manganese, nickel, vanadium and silicon. Carbon is usually extremely effective in increasing the strength of steel, but it cannot be increased without adversely affecting weldability and toughness. Alloying elements such as those mentioned above are therefore added, instead of increasing the carbon content.

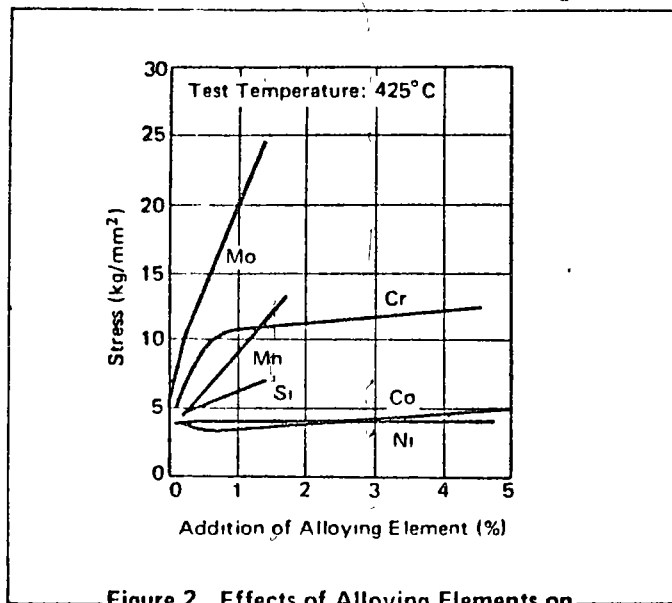
The effects of alloying elements on high temperature tensile strength are shown in Table 3, and their effects on creep strength are shown in Fig. 2. Molybdenum and vanadium effectively increase high temperature tensile strength, but since vanadium is influenced by the cooling rate, its effectiveness decreases sharply with increases in plate thickness. But molybdenum effectively increases creep strength, as well as high temperature tensile strength, as shown in Fig. 2. For this reason, molybdenum is often used in steels for high

temperature service. Chromium ranks after molybdenum in its ability to increase creep strength, but it contributes little to increasing high temperature strength. Chromium does increase corrosion resistance, however, and, because it is relatively inexpensive, it is used in large quantities in steels for high temperature service, where it helps increase high temperature strength as well.

Nickel increases the quenchability (hardenability) of steel and also improves its toughness. Therefore, nickel is added when the steel is used in heavy plate form, where high toughness is required. Copper, although it increases high temperature strength, does not effectively increase creep strength and also presents the problem of hot embrittlement. Consequently, copper is not used as much as the other elements mentioned above.

**Table 3. Effects of Alloying Elements on High Temperature Strength at 350°C (with effect of carbon as 100)**

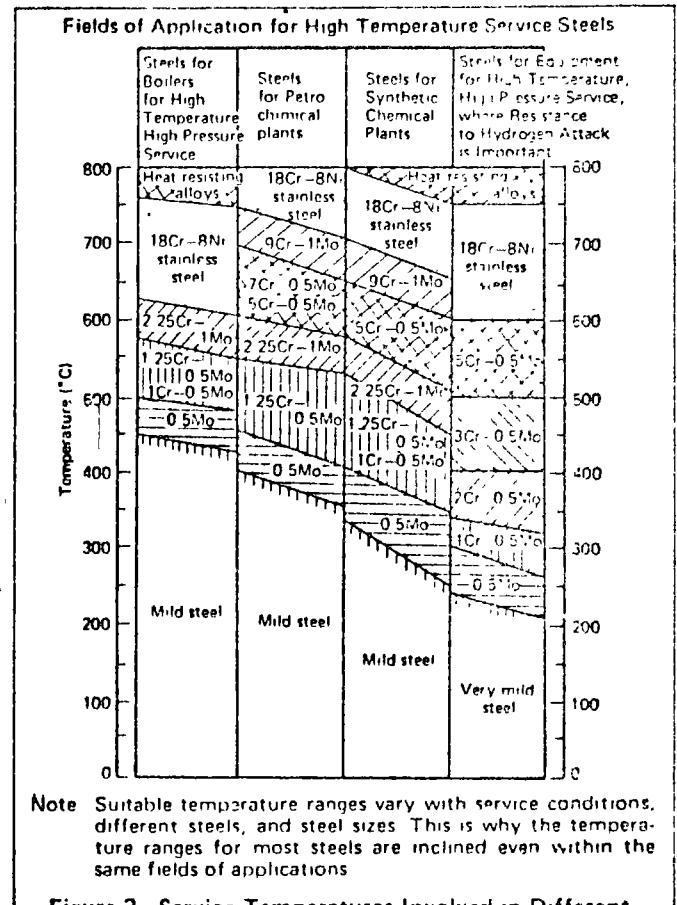
	C	Si	Mn	Cr	Mo	V	Ni	Cu
$\sigma_{0.2}$ offset	100	14	24	8	80	104	15	20
$\sigma_B$	100	12	18	5	45	38	5	10



**Figure 2. Effects of Alloying Elements on Pure Iron Creep at 425°C**

Figure 3 shows steels suitable for various applications. Steels for high temperature service are generally divided into the following types. Mild steels are used in applications involving the lower temperatures. For medium-temperature applications, 0.5 per cent molybdenum is added; and

chromium is also added and its content is increased as service temperatures increase until austenitic stainless steels become necessary. Nickel- and cobalt-based heat resisting alloys are used in the highest temperature applications.



Note Suitable temperature ranges vary with service conditions, different steels, and steel sizes. This is why the temperature ranges for most steels are inclined even within the same fields of applications.

**Figure 3. Service Temperatures Involved in Different Fields of Applications and Suitable Steels**

It should be added here that manganese-molybdenum alloy steels and manganese-molybdenum-nickel alloy steels are not included in Fig. 3 since these steels are used in applications involving relatively low service temperatures where creep strength is not an important requirement. They contain nickel, or more manganese than molybdenum alloy steel, so they can be produced in thicker plates with higher strengths and improved toughness, as mentioned on page 7. ASTM A 302 and A 533 are typical specifications for manganese-molybdenum-nickel alloy steel plates. A 533, particularly, is provided as a specification for nuclear reactor pressure vessels, and materials covered by this specification are given higher strength and toughness by subjecting A 302 materials to quench and temper treatment.

## B. Effects of Alloying Elements on High Temperature Corrosion Resistance

Chromium, silicon and aluminum additions form a dense protective oxide film on the surface of steel, but aluminum adversely affects creep strength, and silicon, if added in large amounts, makes steel brittle. Chromium has no deleterious side-effects and improves resistance to corrosion and oxidation. Figures 4, 5 and 6 show the effects of chromium on the steam corrosion resistance and oxidation resistance of different steels.

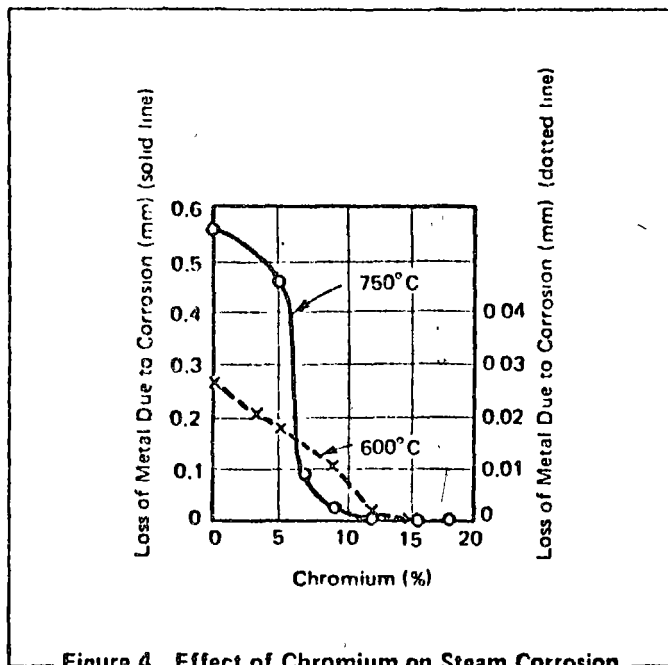


Figure 4. Effect of Chromium on Steam Corrosion

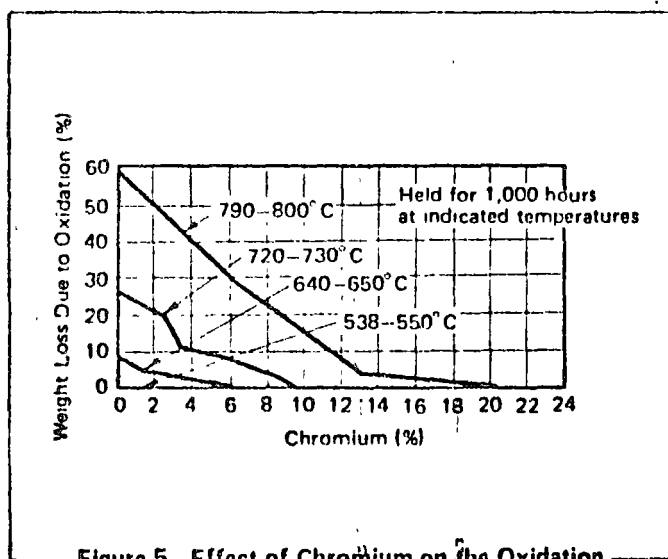


Figure 5. Effect of Chromium on the Oxidation Resistance of Low Carbon Steel

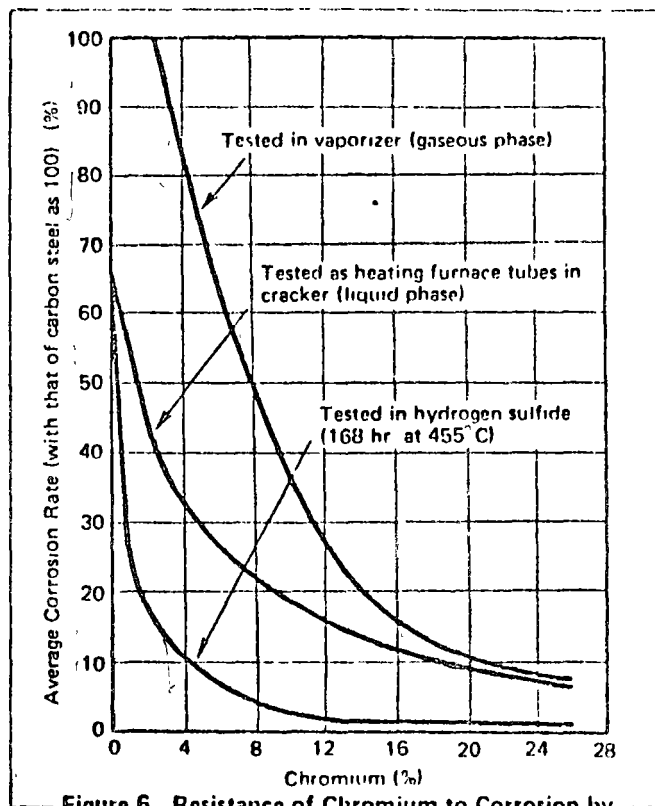


Figure 6. Resistance of Chromium to Corrosion by H<sub>2</sub>S and Petroleum Products

Source: "Steel Plate for High-Temperature Service" by J. Nomura, J.S.W. Technical Review No. 7.

The corrosion resistance of steel to hydrogen sulfide can be increased by adding chromium. This is because the affinity between iron and sulfur is greater than that between chromium and sulfur and, as a result, in a hydrogen sulfide environment FeS scale forms on the steel, with a chromium-rich sulfide layer forming underneath the scale. This layer, which contains Cr<sub>2</sub>S<sub>3</sub>-CrS, has high resistance to corrosion.

## C. Hydrogen Attack and Alloying Elements

Hydrogen attack is often an important consideration in the selection of steels for use in petroleum refinery reactors. The Nelson curves, shown in Fig. 7, are used throughout the world for the design of ordinary reactors. Steels containing molybdenum and chromium are selected for these reactors according to the level of hydrogen attack resistance required by the service temperature and the partial pressure of hydrogen involved. And as additional corrosion prevention measures, the inside surfaces of vessels are often lined with stainless steel or overlaid by welding.

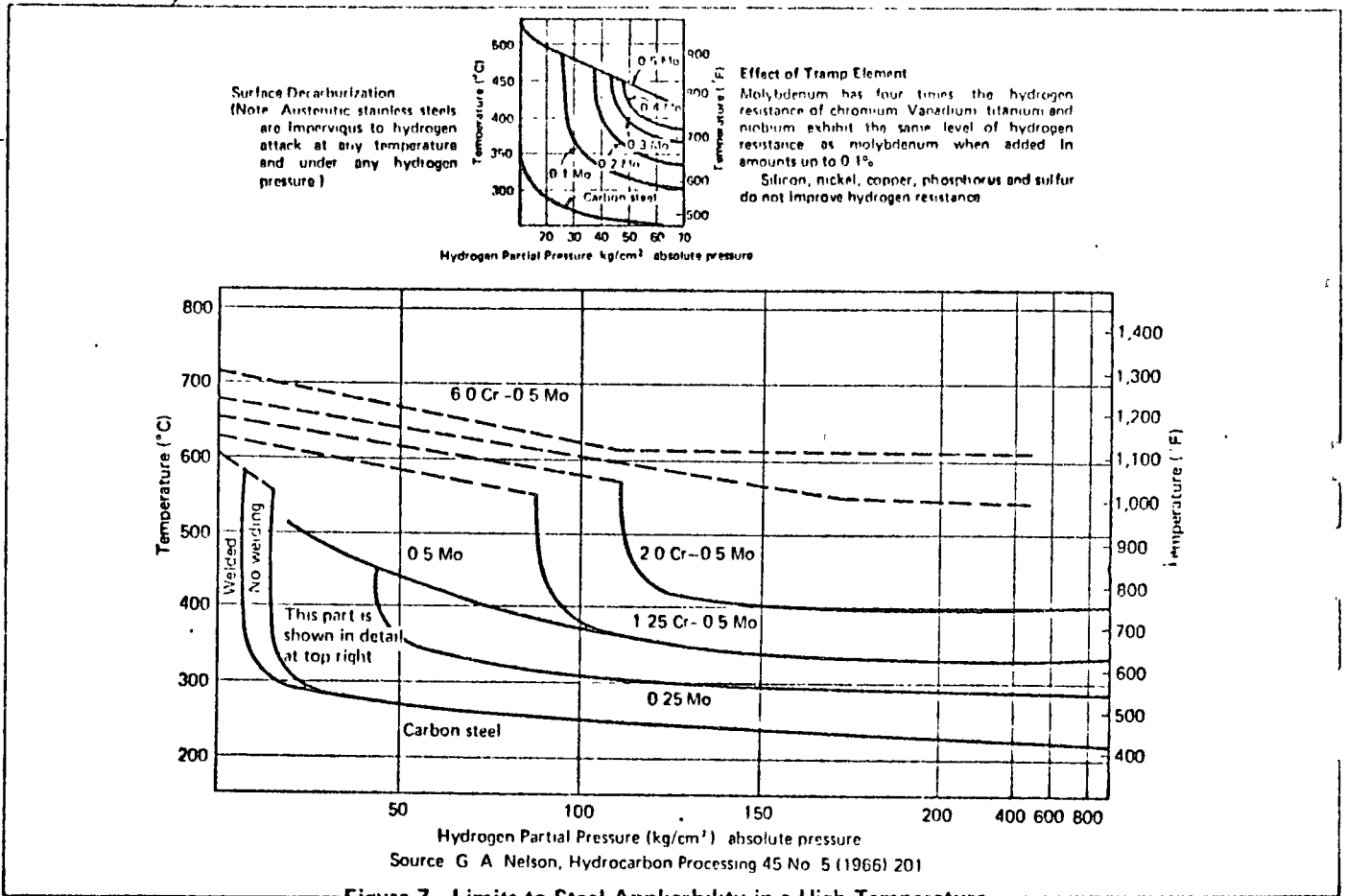


Figure 7. Limits to Steel Applicability in a High Temperature, High Pressure Hydrogen Atmosphere

## Checkpoint 4: Changes in Steel Properties Due to Heat Treatment

Steel plates for pressure vessels for high temperature service can be cold worked by the fabricator if they are relatively light, but heavy plates are difficult to cold form, often because of the great press power required. Even if the press has sufficient power, however, most heavy plates cannot be cold formed to the required accuracy. So heavy plates are usually hot worked; and to obtain the required mechanical properties, hot worked plates are normalized or quenched and tempered according to their grade. These heat treatments are performed by the fabricator, not the plate maker. The plate maker heat treats plates which will later be hot worked by the fabricator just enough to prevent cracking during transport. These heat treatments include normalizing, stress relief annealing, and normalizing and tempering, all in accordance with the grade of steel.

Heat treatments that steel plates undergo at the fabricator's plant vary from fabricator to fabricator. To meet the heat treatment requirements of individual fabricators, plate makers give, under simulated conditions, the same heat treatments that will be used by the fabricator to test specimens taken from each plate ordered from him. This guarantees that the vessel built from these plates will have the required properties. Therefore, in his purchase order the fabricator must provide information on the heat treatments he will give to the ordered plates. The heat treatments plate makers give the test specimens are not identical to the ones the fabricator will carry out. Those having little effect on steel properties may be ignored. For example, the fabricator may conduct hot working in three cycles because it is an extremely complex operation. But the plate maker

will subject the test specimens to the same type of working only once. The fabricator may conduct stress relief annealing in five cycles, but the plate maker will perhaps perform the same treatment in one continuous operation for a period of time equivalent to the total number of hours required by the five cycles. Unlike annealing done in five cycles, the temperature of the specimens will not change during the continuous annealing operation.

Heat treatments of test specimens of 250 mm thick 2-1/4Cr-1Mo alloy steel plate are shown in

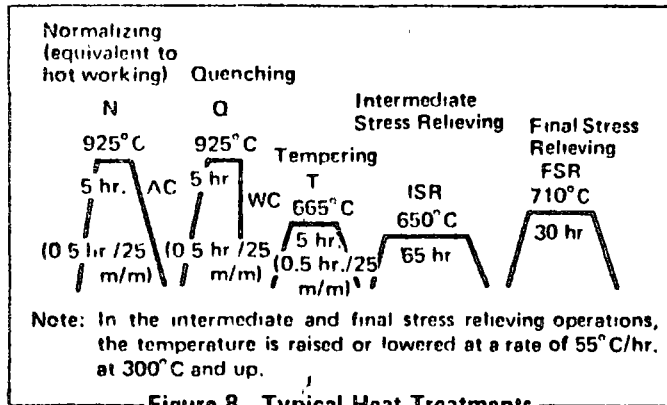


Figure 8. Typical Heat Treatments Given Test Specimens of 250 mm Thick 2-1/4Cr-1Mo Alloy Steel Plate

Fig. 8. This is an extremely complicated heat treating operation, requiring up to 7 days to carry out. Ordinary heat treatments are less complicated. Carbon steel plates prescribed in ASTM A 515 are often normalized once and stress relieved for 10 hours.

When accelerated cooling—such as water or forced-air cooling—is used, measures must be taken to prevent the test specimens from being cooled at a markedly faster rate than that of full-size plates. ASME stipulates that both the width and length of test specimens be at least three times the plate thickness and that the specimen be taken from a location on the plate that is at least as far from the edge of the heat-treated area as the plate is thick.

### A. Effect of Quenching Rate on Steel Properties

The mechanical properties of steel plate vary widely depending on the rate of cooling from the austenitizing temperature. 2-1/4Cr-1Mo alloy steel is a good example. ASTM A 387 stipulates that Gr.22 Class 2 plates be normalized and tempered and that cooling from the austenitizing tempera-

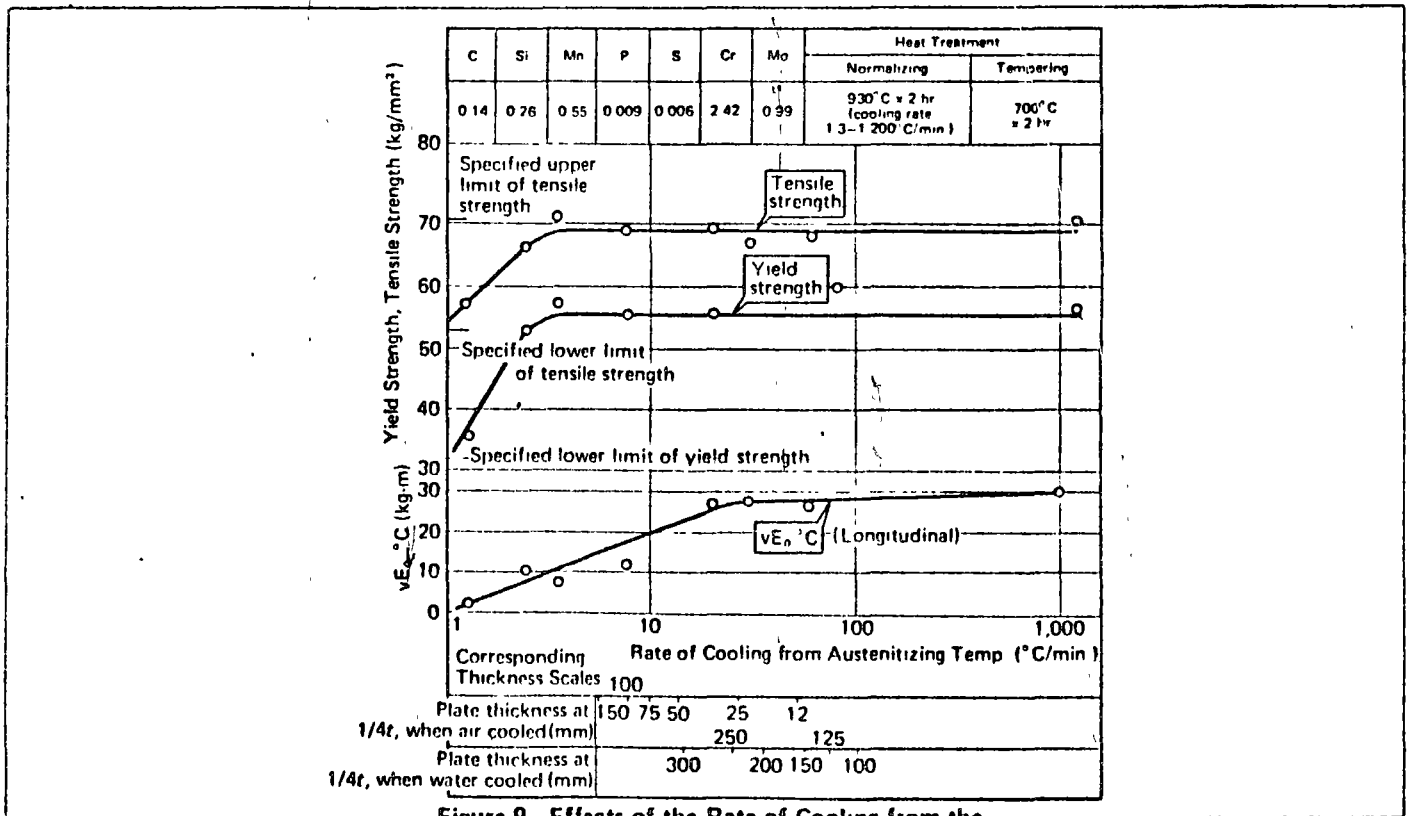


Figure 9. Effects of the Rate of Cooling from the Austenitizing Temperature on the Mechanical Properties of 2-1/4Cr-1Mo Alloy Steel Plates

ture may be accelerated by air blasting or liquid quenching. This is because plates cool at different rates depending on their thicknesses; and with heavy plates it is difficult to obtain mechanical properties comparable to those of lighter plates if the cooling rate is not accelerated.

The cooling rate of air-cooled 50 mm thick plate at the one-fourth point of its thickness is comparable to that of water-cooled 300 mm thick plate at the same point of its thickness, as shown in Fig. 9. Conversely, steel plates 300 mm in thickness, if they are water-cooled, will provide mechanical properties comparable to those of air-cooled 50 mm thick plates.

### B. Effects of Tempering and Stress Relief Annealing on Mechanical Properties

From the standpoint of properties, heat treatments given plates after quenching—i.e., tempering, internal stress relief annealing, and final stress relief annealing—are all various forms of tempering.

Figure 10 shows changes in the mechanical properties of JIS-specified SB49 plate (equivalent to ASTM A 515 Gr.70) due to heat treatments. Usually, plates of this grade are stress relief annealed at 625°C one to three times, with a holding time of one hour for every 25 mm of plate thickness. As Fig. 10 shows, both tensile strength and yield strength decrease by about 2 kg/mm<sup>2</sup> after the first anneal, but the effects of subsequent anneals are negligible. Charpy impact test results show that the absorbed energy value is also affected slightly by stress relief annealing. Thus, the effects of tempering (or stress relieving) on mechanical properties should be taken into full consideration.

These effects can be conveniently expressed by the use of tempering parameters. The tempering parameter for 2-1/4Cr-1Mo alloy steel plates, for example, is defined in Fig. 11. Using this formula, one obtains  $TP = 21.7 \times 10^3$  for plate subjected to the heat treatments in Fig. 8.

For plate tempered under the conditions given in Fig. 9 (700° x 2 hr.),  $TP = 19.75$ . A comparison of Figs. 9 and 11 reveals that 2-1/4Cr-1Mo alloy steel plates in the normalized or quenched and tempered condition exhibit a tensile strength which is close to the ASTM-specified upper limit, as shown in Fig. 9, but that if tempered in accordance with  $TP = 21.7 \times 10^3$ , they show an

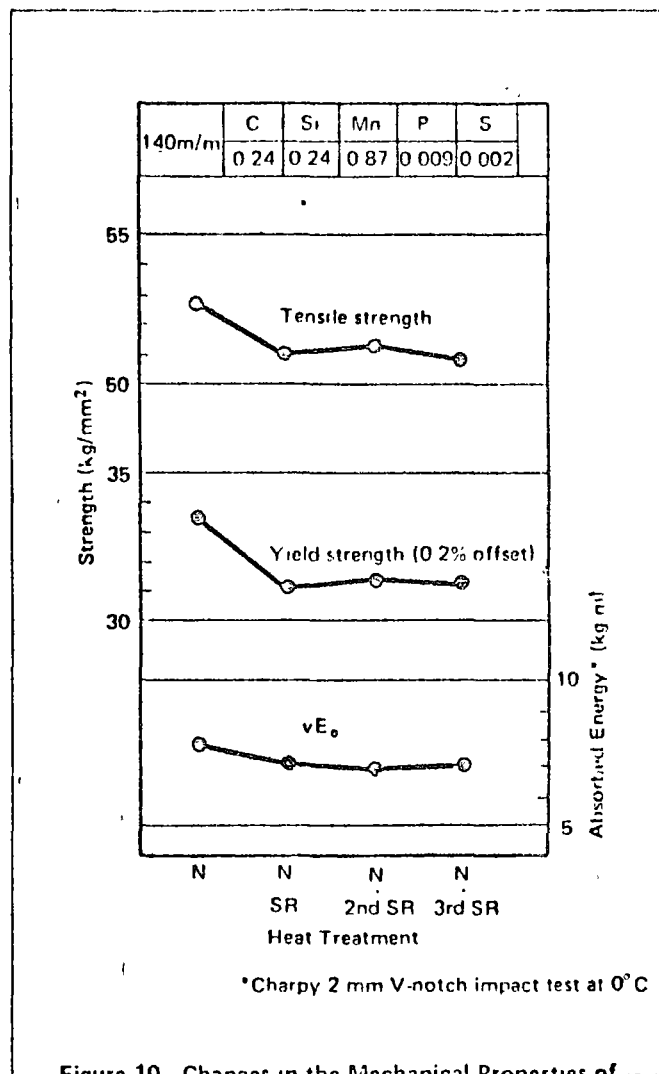


Figure 10. Changes in the Mechanical Properties of JIS SB49 Plate Caused by Heat Treatment

approximately 10 kg/mm<sup>2</sup> drop in strength, as shown in Fig. 11.

Figure 12 shows the relation between tempering conditions and toughness for 2-1/4Cr 1Mo alloy steel plates. The material exhibits higher toughness when  $TP = 21.17$  than when  $TP = 19.75$ . Tempering, unless it becomes excessive, has no adverse effect on toughness. Toughness deterioration due to overtempering varies widely from grade to grade. Manganese-molybdenum-nickel alloy steel plates, such as ASTM A 533 Type B Class 1, exhibit the highest level of toughness in the neighborhood of  $TP=19.0$ , but toughness begins to decrease as the tempering parameter increases further. It is, therefore, important to employ the tempering and stress relief annealing conditions that are best suited to the individual steel used in order to provide optimum properties when the vessel is completed.

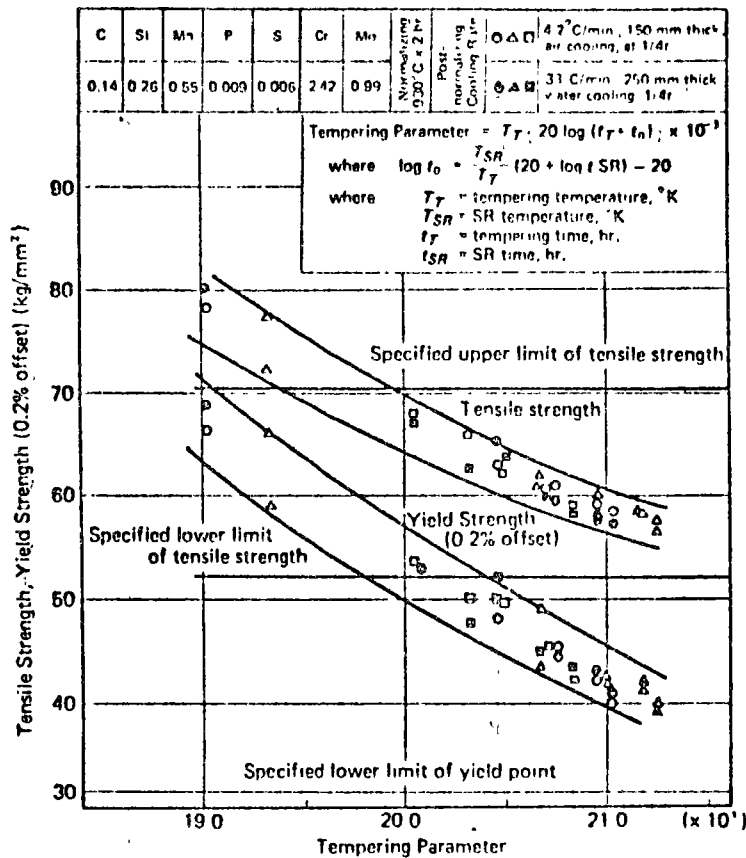


Figure 11. Relations between Tempering Conditions and the Mechanical Properties of 2-1/4Cr-1Mo Alloy Steel Plates

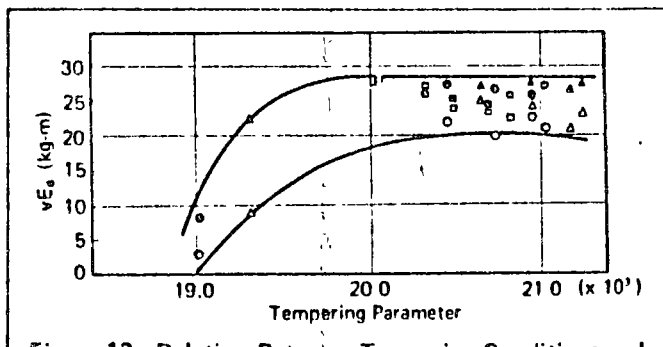


Figure 12. Relation Between Tempering Conditions and the Toughness of 2-1/4Cr-1Mo Alloy Steel Plates

### C. Larson-Miller Tempering Parameter

As mentioned above, master curves are extremely useful for knowing the room temperature and high temperature mechanical properties of steel plates, since they can provide easy readings of the effects of tempering temperature and time on these properties. The creep and rupture strengths of steel seem to be related to atomic movement, and the

creeping rate ( $\epsilon'$ ) is expressed by the following equation, which is the same as the diffusion formula.

$$\epsilon' = A \exp \left\{ -Q(S)/RT \right\}$$

where  $Q$  = activation energy (function of the stress  $S$ )

If a creep rupture occurs when elongation ( $\epsilon$ ) reaches a certain value ( $\epsilon_f$ ), time ( $t$ ) to rupture can be expressed as

$$t = \epsilon_f / \epsilon' = \epsilon_f / A \exp \left\{ Q(S)/RT \right\}$$

$$\therefore T (\log_{10} t + C) = Q(S)/2.3R$$

Larson and Miller conducted tests at various temperatures ( $T$ ) and stresses ( $S$ ), and plotted test results with  $\log S$  on the ordinates and  $T (\log t + 20)$  on the abscissas and were able to show that all the test values of a steel can be connected by one curve.

Figure 13 shows examples of master curves. Steel No. 2 (0.13C-0.5Mo steel) has higher strength than Steel No. 1 (0.15-C steel), and Steel No. 3 (1Cr-0.5Mo alloy steel) exhibits even higher strength. Steel No. 4 (5Cr-0.5Mo alloy steel) shows higher strength than all the other steels in the

high temperature area due to the fact that it has the highest chromium content, but its strength in the low temperature area is lower than that of the two alloy steels and the same as that of carbon steel.

Although, as some critics point out, the Larson-Miller tempering parameter is not necessarily correct when strictly evaluated, it is widely used because of its usefulness in summarizing the heat treating characteristics of low alloy steels and in estimating their long-time strengths at given temperatures.

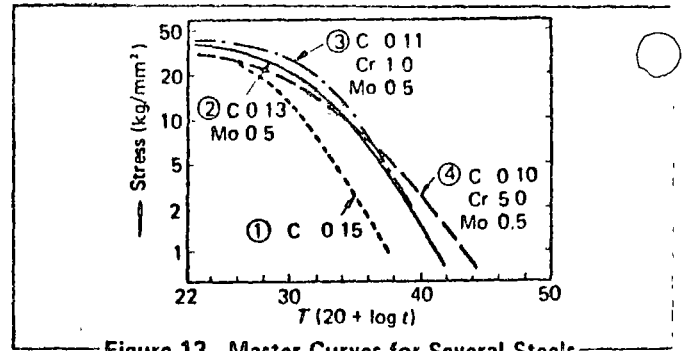


Figure 13. Master Curves for Several Steels

Table 4. Larson-Miller Tempering Parameters  $P=T(K) (20 + \log t) \times 10^3$

Tempering Temperature (°C)	Tempering Time (t)		1	2	3	4	5	6	7	8	9
	Absolute Temperature (°K)	20 + log									
580	853		17.06	17.32	17.47	17.57	17.66	17.73	17.79	17.83	17.87
590	863		17.26	17.52	17.67	17.78	17.86	17.93	17.99	18.04	18.08
600	873		17.46	17.72	17.88	17.98	18.07	18.14	18.20	18.25	18.29
610	883		17.66	17.92	18.08	18.19	18.28	18.35	18.41	18.45	18.50
620	893		17.86	18.13	18.29	18.40	18.49	18.56	18.62	18.66	18.71
630	903		18.06	18.33	18.49	18.60	18.69	18.76	18.83	18.87	18.91
640	913		18.26	18.53	18.70	18.81	18.90	18.98	19.04	19.08	19.13
650	923		18.46	18.74	18.90	19.01	19.11	19.18	19.24	19.29	19.34
660	933		18.66	18.94	19.11	19.22	19.31	19.39	19.45	19.50	19.55
670	943		18.86	19.14	19.31	19.43	19.52	19.60	19.66	19.71	19.76
680	953		19.06	19.35	19.52	19.63	19.73	19.80	19.87	19.92	19.97
690	963		19.26	19.55	19.72	19.84	19.93	20.01	20.08	20.13	20.17
700	973		19.46	19.75	19.93	20.04	20.14	20.22	20.29	20.34	20.39
710	983		19.66	19.95	20.13	20.25	20.35	20.43	20.50	20.54	20.59
720	993		19.86	20.16	20.34	20.46	20.56	20.63	20.70	20.75	20.80
730	1,003		20.06	20.36	20.54	20.66	20.76	20.84	20.91	20.96	21.01
740	1,013		20.26	20.56	20.75	20.87	20.97	21.05	21.12	21.17	21.22
750	1,023		20.46	20.77	20.95	21.07	21.18	21.26	21.33	21.38	21.43
760	1,033		20.66	20.97	21.16	21.28	21.38	21.47	21.54	21.59	21.64
770	1,043		20.86	21.17	21.36	21.49	21.59	21.67	21.75	21.80	21.85
780	1,053		21.06	21.38	21.57	21.69	21.80	21.88	21.96	22.01	22.06
790	1,063		21.26	21.58	21.77	21.90	22.00	22.09	22.16	22.22	22.27
800	1,073		21.46	21.78	21.98	22.10	22.21	22.30	22.37	22.43	22.48



Tabulation of tempering parameters according to tempering temperature and time is also convenient. Table 4 shows such a tabulation.

10	12	14	16	18	20	25	30	35	40	45	50
21.00	21.08	21.15	21.20	21.26	21.30	21.40	21.48	21.54	21.60	21.65	21.70
17.91	17.98	18.04	18.08	18.13	18.17	18.25	18.32	18.37	18.42	18.47	18.51
18.12	18.19	18.25	18.30	18.35	18.38	18.47	18.54	18.59	18.64	18.68	18.73
18.33	18.40	18.46	18.51	18.56	18.59	18.68	18.75	18.80	18.86	18.90	18.94
18.54	18.61	18.68	18.72	18.77	18.81	18.90	18.97	19.02	19.07	19.12	19.16
18.75	18.82	18.89	18.93	18.99	19.02	19.11	19.18	19.24	19.29	19.33	19.38
18.96	19.04	19.10	19.14	19.20	19.23	19.32	19.40	19.45	19.50	19.55	19.60
19.17	19.25	19.31	19.36	19.41	19.45	19.54	19.61	19.67	19.72	19.77	19.81
19.38	19.46	19.52	19.57	19.62	19.66	19.75	19.83	19.88	19.94	19.98	20.03
19.59	19.67	19.73	19.78	19.84	19.87	19.97	20.04	20.10	20.15	20.20	20.25
19.80	19.88	19.94	19.99	20.25	20.09	20.18	20.26	20.31	20.37	20.42	20.46
20.01	20.09	20.16	20.20	20.26	20.30	20.40	20.47	20.53	20.58	20.63	20.68
20.22	20.30	20.37	20.42	20.47	20.51	20.61	20.69	20.74	20.80	20.85	20.90
20.43	20.51	20.58	20.63	20.69	20.72	20.82	20.90	20.96	21.02	21.07	21.11
20.64	20.72	20.79	20.84	20.90	20.94	21.04	21.11	21.17	21.23	21.28	21.33
20.85	20.93	21.00	21.05	21.11	21.15	21.25	21.33	21.39	21.45	21.50	21.55
21.06	21.14	21.21	21.26	21.32	21.36	21.46	21.54	21.60	21.66	21.71	21.77
21.27	21.35	21.42	21.48	21.54	21.58	21.68	21.76	21.82	21.88	21.93	21.98
21.48	21.56	21.64	21.69	21.75	21.79	21.89	21.97	22.04	22.10	22.15	22.20
21.69	21.78	21.85	21.90	21.96	22.00	22.11	22.19	22.25	22.31	22.36	22.42
21.90	21.99	22.06	22.11	22.17	22.22	22.32	22.40	22.47	22.53	22.58	22.63
22.11	22.20	22.27	22.32	22.39	22.43	22.53	22.62	22.68	22.74	22.80	22.85
22.32	22.41	22.48	22.54	22.60	22.64	22.75	22.83	22.90	22.96	23.01	22.07
22.53	22.62	22.69	22.75	22.81	22.85	22.96	22.05	23.11	22.18	23.23	22.28

## Checkpoint 5: Principal Standards for Low Alloy Steel Plates

Table 5 compares the world's principal standards for low alloy steel plates. Steels are divided into groups according to their chemical composition—i.e., molybdenum alloy steel, manganese-molybdenum-nickel alloy steel, and chromium-molybdenum alloy steel—and each group is further divided according to strength level.

Japanese and U.S. standards are fully represented in this table. European standards are also well represented, but since individual brand names are used in most transactions by European mills, the table may not be practically useful.

Excerpts from principal standards for low alloy steel plates are given in Table 6 for reference.

Table 5. Comparative Table of Principal Standards for Low Alloy Steel Plates

### Mo Steel, Mn-Mo Steel, Mn-Mo-Ni Steel

Chemical Composition	Strength Level (min)		Heat Treatment	JAPAN (JIS)	U.S.A (ASTM)	GERMANY (DIN)	FRANCE (NF)	U.K (BS)	U.S.S.R (GOST)
	Yield Strength (kg/mm <sup>2</sup> )	Tensile Strength (kg/mm <sup>2</sup> )							
1/4Mo Steel	27	44	N or N&T	-	-	17155 (73) 15Mo3	A36 206 (73) 15D3	-	-
1/2Mo Steel (*1/2Mo B Steel)	14	43	N	-	-	-	-	1501 (58) 240	-
	25	46	N	G3103 (66) SB46M	A204 (74a) Gr A	-	-	-	-
	27	49	N	G3103 (66) SB49M	A204 (74a) Gr B	-	-	-	-
	30	53	N	-	A204 (74a) Gr C	-	-	-	-
Mn 1/2Mo Steel (**Mn 1/2Mo V Steel)	32 (35)	53 (52)	N or N&T	G3119 (73) SBV1A	A302 (74a) Gr A	-	A36 208 (73) 18MD405 A36 206 (73) 15MD405**	-	-
	35	56	N	G3119 (73) SBV1B	A302 (74a) Gr B	-	-	-	-
	49	63	O&T	G3120 (73) SOV1A	A533 (74) Type A, Cl 1	-	-	-	-
	58	70	O&T	-	A533 (74) Type A, Cl 3	-	-	-	-
	35	56	O&T	-	A533 (74) Type D, Cl 1	-	-	-	-
Mn 1/2Mo 1/4Ni Steel	49	63	O&T	-	A533 (74) Type D, Cl 2	-	-	-	-
	58	70	O&T	-	A533 (74) Type D, Cl 3	-	-	-	-
	35	56	N	G3119 (73) SBV2	A302 (74a) Gr C	-	-	-	-
Mn 1/2Mo 1/2Ni Steel	49	63	O&T	G3120 (73) SOV2A	A533 (74a) Type B, Cl 1	-	-	-	-
	49	83	O&T	G3120 (73) SOV 2B	A533 (74a) Type B, Cl 2	-	-	-	-
	58	70	O&T	-	A533 (74a) Type D, Cl 3	-	-	-	-
Mn 1/2Mo 3/4Ni Steel	35	56 <sup>d</sup>	N	G3119 (73) SBV3	A302 (74a) Gr D	-	-	-	-
	49	63	O&T	G3120 (73) SOV3A	A533 (74) Type C, Cl 1	-	-	-	-
	58	70	O&T	-	A533 (74) Type C, Cl 3	-	-	-	-

Cr-Mo Steel

Chemical Composition	Strength Level (min)		Heat Treatment	JAPAN (JIS)	U S A (ASTM)	GERMANY (DIN)	FRANCE (NF)	UK (BS)	U S S R (GOST)
	Yield Strength (kg/mm <sup>2</sup> )	Tensile Strength (kg/mm <sup>2</sup> )							
3/4Cr 1/2Mo Steel	23	39	A	G4109 (74) SCMV1	A387 (74a) Gr 2, Cl 1	-	-	-	-
	23	40	N&T	-	-	-	-	1501 (58) 620 Gr A	-
	28	46	N&T	-	-	-	A36 208 (73) 15CD2 05	-	-
1Cr-1/2Mo Steel	32	49	N&T	G4109 (74) SCMV1	A387 (74a) Gr 2, Cl 2	-	-	-	-
	23	39	A	G4109 (74) SCMV2	A387 (74a) Gr 12, Cl 1	-	-	-	-
	24	46	N&T	-	-	-	-	1501 (58) 620 Gr B	-
	29	43	N&T	-	-	-	-	1501 Part 2 (70) 620 Gr 27	-
	28	46	N&T	G4109 (74) SCMV2	A387 (74a) Gr 12, Cl 2	17155 (59) 13Cr/Mo44	A36 208 (73) 15CD4 05	-	-
1 1/2Cr 1/2Mo Steel	30	45	N&T	-	-	-	-	1501 Part 2 (70) 620 Gr 31	-
	35	49	N&T	-	-	-	-	-	-
	24	42	A	G4109 (74) SCMV3	A387 (74a) Gr 11, Cl 1	-	-	-	-
	32	53	N&T	G4109 (74) SCMV3	A387 (74a) Gr 11, Cl 2	-	-	-	-
2 1/2Cr 1Mo Steel (NF standard Cr free)	35	49	N&T	-	-	-	-	1501 Part 2 (70) 621	-
	21	42	A	G4109 (74) SCMV4	A387 (74a) Gr 22, Cl 1	-	-	-	-
	28	49	N&T	-	-	-	-	1501 Part 2 (70) 622 Gr 31	-
	32 (30*)	53 (52*)	N&T	G4109 (74) SCMV4	A387 (74a) Gr 22, Cl 2	-	A36-208 (73) 10CD9 10*	-	-
	42	60	O&T	-	A542 (74) Cl 4	-	-	-	-
	53	67	O&T	-	A542 (74) Cl 3	-	-	-	-
	57	71	N&T	-	-	-	-	1501 Part 2 (70) 622 Gr 45	-
3Cr 1Mo Steel	60	74	O&T	-	A542 (74) Cl 1	-	-	-	-
	70	81	O&T	-	A542 (74) Cl 2	-	-	-	-
5Cr 1/2Mo Steel	21	42	A	G4109 (74) SCMV5	A387 (74a) Gr 21, Cl 1	-	-	-	-
	32	53	N&T	G4109 (74) SCMV5	A387 (74a) Gr 21 Cl 2	-	-	-	-
	21 (22)	42 (43)	A	G4109 (74) SCMV6	A387 (74a) Gr 5, Cl 1	-	-	1501 (58) 625	-
5Cr 1/2Mo Steel	17	40	A	-	-	-	-	-	5632 (61) KH5
	18	46	A	-	-	-	-	-	5632 (61) KH5V
	31	58	A	-	-	-	-	-	5632 (61) KH6SM
	32	53	N&T	G4009 (74) SCMV8	A387 (74a) Gr 5, Cl 2	-	-	-	-

Table 6. Excerpts from Principal Standards for Low Alloy Steel Plates

Country	Standard No.	Designation	Chemical Composition (%)								
			Thickness, t (mm or in.)	C	Si	Mn	P	S	Cu	Cr	Ni
<b>1/4Mo Steel</b>											
Japan	-	-									
U.S.A.	-	-									
U.K.	-	-									
France	NF A36-206 -73	15D3	-	≤ 0.18	0.15- 0.30	0.50- 0.80	≤ 0.035	≤ 0.030	-	≤ 0.30	-
Germany	DIN 17155 -59	15Mo3	-	0.12- 0.20	0.15- 0.35	0.50- 0.70	≤ 0.040	≤ 0.040	-	-	-
U.S.S.R.	- "	-									
<b>1/2Mo Steel, 1/2Mo-B Steel</b>											
Japan	JIS G 3103 -66	SB46M	≤ 25 mm 25 < t ≤ 50 50 < t ≤ 100 100 < t ≤ 150	≤ 0.18 ≤ 0.21 ≤ 0.23 ≤ 0.25	0.15- 0.30	≤ 0.90	≤ 0.035	≤ 0.040	-	-	-
		SB49M	≤ 25 mm 25 < t ≤ 50 50 < t ≤ 100 100 < t ≤ 150	≤ 0.20 ≤ 0.23 ≤ 0.25 ≤ 0.27	0.15- 0.30	≤ 0.90	≤ 0.035	≤ 0.040	-	-	-
U.S.A.	ASTM A204, 74a	Gr. A	≤ 1 in. 1 < t ≤ 2 2 < t ≤ 4 4 < t	≤ 0.18 ≤ 0.21 ≤ 0.23 ≤ 0.25	0.15- 0.30	≤ 0.90	≤ 0.035	≤ 0.040	-	-	-
		Gr. B	≤ 1 in. 1 < t ≤ 2 2 < t ≤ 4 4 < t	≤ 0.20 ≤ 0.23 ≤ 0.25 ≤ 0.27	0.15- 0.30	≤ 0.90	≤ 0.035	≤ 0.040	-	-	-
		Gr. C	≤ 1 in. 1 < t ≤ 2 2 < t	≤ 0.23 ≤ 0.26 ≤ 0.28	0.15- 0.30	≤ 0.90	≤ 0.035	≤ 0.040	-	-	-
U.K.	BS 1501-58	240	-	0.10- 0.20	0.10- 0.35	0.45- 0.80	≤ 0.050	≤ 0.050	≤ 0.40	≤ 0.25	≤ 0.40
	BS 1501 Part 2-70	261	≤ 3/8 in.	0.10- 0.17	0.10- 0.40	0.40- 0.80	≤ 0.040	≤ 0.040	≤ 0.30	≤ 0.25	≤ 0.30

## FLUJO PLASTICO Y RUPTURA DE METALES A TEMPERATURAS ELEVADAS

Muchos recipientes a presión y otras estructuras industriales se someten simultáneamente a la acción de esfuerzos y altas temperaturas. Este es el caso de recipientes y tuberías empleadas en plantas no solo nucleares, sino en muchos casos de petroquímica y refinación. El continuo incremento en las temperaturas de operación ha orillado a dar gran importancia práctica a la resistencia de materiales a temperaturas elevadas y al desarrollo de materiales para hacer frente a esta tendencia.

En general las propiedades de resistencia (límite de fluencia y resistencia última) decrecen en las altas temperaturas, mientras que las propiedades de ductilidad (alargamiento y reducción en área) crecen. Los diagramas de pruebas de tensión para un recipiente de acero al carbón medio para varias temperaturas realmente altas se muestran en la figura 1.

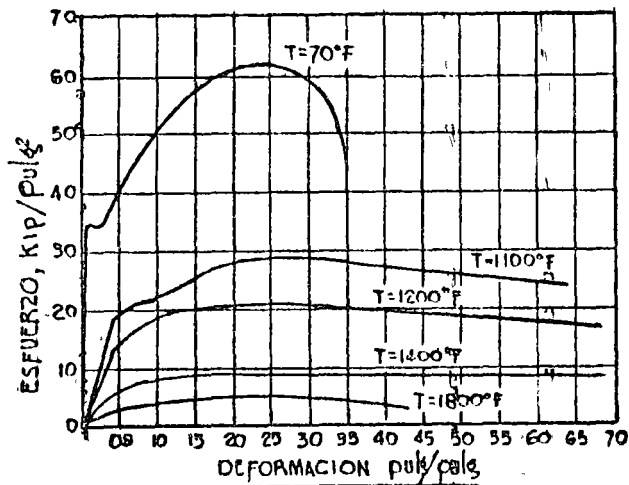


Fig. 1 Efecto de la temperatura en las relaciones esfuerzo-deformación para un acero al carbón suave.

A estas temperaturas la resistencia última cae rápidamente, el límite de fluencia es menos pronunciado y arriba de 1100°F pierde sus características, y el módulo de elasticidad

dad representado por la pendiente de la porción recta de la curva también decrece. Las propiedades de resistencia de este material no son adecuadas para diseño de recipientes a estas temperaturas, pero son importantes en el formado del recipiente y en los procesos de forjado y fabricación. En la figura 2 se presenta un resumen de resultados en pruebas para determinar las propiedades de acero al carbón ASTM-A-212B.

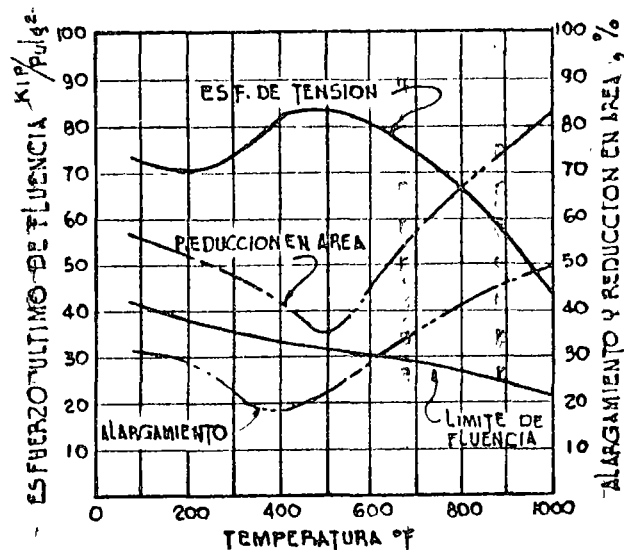


Fig. 2 Efecto de la temperatura en la resistencia y ductilidad del acero al carbón suave ASTM-A-212 B.

En la figura 2 se puede apreciar algún incremento en la resistencia última de tensión, y una disminución en la deformación y reducción de área para temperaturas hasta cerca de 500°F, pero también se puede apreciar una rápida inversión de esta tendencia con nuevos incrementos en la temperatura.

## 1. FLUJO PLASTICO.

A temperaturas elevadas la deformación de metales continúa aún sin incremento de esfuerzos. A este fenómeno se le denomina "flujo plástico" (creep) y se puede definir como "deformación inelástica dependiente del tiempo" en los materiales. Las propiedades de flujo plástico se obtienen sometiendo a especímenes de tensión a carga constante bajo temperatura constante y observando las deformaciones axiales a intervalos de tiempo seleccionados. De la información obtenida se puede dibujar una serie de curvas de esfuerzo - constante graficando flujo plástico - deformación unitaria, figura 3a, o también se podrían dibujar curvas a tiempo constante graficando flujo plástico - esfuerzo, llamadas "curvas isócronas de flujo plástico", figura 3b.

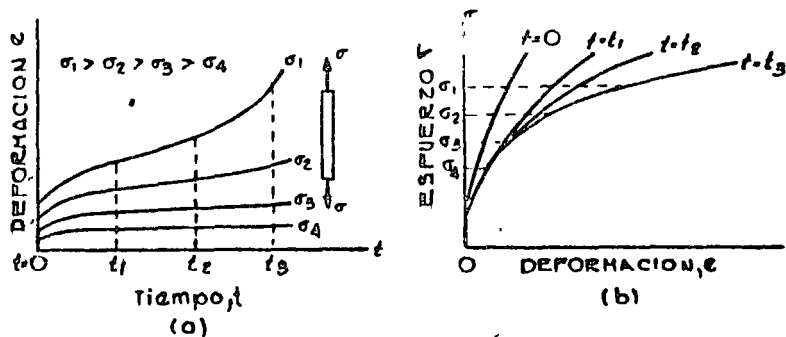


Fig. 3 Curvas de flujo plástico. (a) Curvas a esfuerzo - constante flujo plástico - tiempo, (b) Curvas isócronas esfuerzo - deformación unitaria.

Las curvas de flujo plástico para metales muestran tres regiones características de comportamiento. En la figura 4a, la porción OA es la deformación instantánea que ocurre inmediatamente a la aplicación de la carga y podría contener tanto deformación elástica como plástica. La porción AB es la etapa primaria en la cual el flujo plástico está cambiando con una razón decreciente como resultado de endurecimiento por deformación.

La deformación es principalmente plástica. La porción BC es la etapa secundaria de estado uniforme en la cual la deformación es plástica. En esta etapa la razón de flujo plástico alcanza un mínimo y permanece constante hasta que - el efecto de endurecimiento por deformación se equilibra por alguna influencia de recocido. Aquí la razón de flujo plástico es una función del nivel de esfuerzos y la temperatura. La porción CD es la etapa terciaria en la cual el flujo plástico continúa incrementándose y también se ve acompañado por la iniciación del estrangulamiento y como consecuencia una - reducción en el área de la sección transversal, por lo que - habrá un incremento en los esfuerzos actuantes; con lo cual se presentará la fractura.

Para usar la información sobre flujo plástico en el diseño y proveer un promedio de la información flujo plástico-esfuerzo-tiempo-temperatura, extrapolada de períodos relativamente cortos comparados con aquellos de la vida requerida de una estructura, se han desarrollado un gran número de expresiones analíticas <sup>(1), (2)</sup>. El método más usado es el - - "log-log" el cual considera la deformación total plástica, e compuesta de una deformación inicial  $e_0$  y una deformación -- plástica dependiente del tiempo,  $e_p$ ,

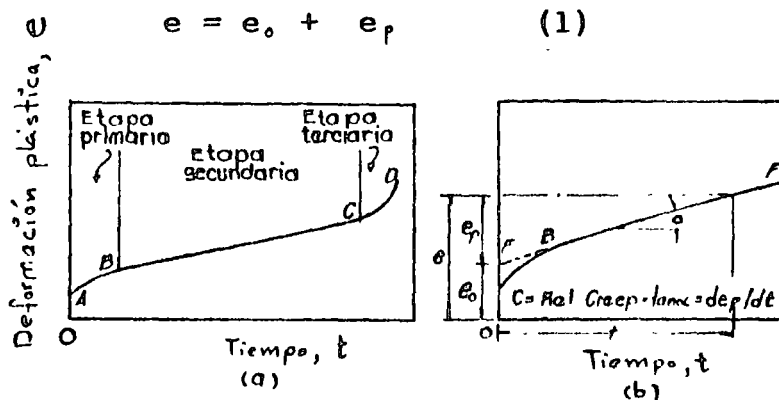


Fig. 4. (a) Curva típica de flujo plástico, (b) Variación de flujo plástico en la etapa secundaria.

Esto es, según la figura 4b, la curva flujo-plástico-tiempo OBF se ha remplazado por las dos líneas rectas OE y EF. Se ha encontrado mediante pruebas en metales que  $e_0$  - se relaciona con esfuerzo mediante la expresión



$$e_0 = A\sigma^m \quad (2)$$

donde A y m son constantes del material dependientes de la temperatura. Asimismo, las pruebas que la deformación plástica dependiente del tiempo,  $e_p$ , puede expresarse también por la función exponencial

$$e_p = tB\sigma^n \quad (3)$$

donde B y n son constantes dependientes del propio material y de la temperatura. Sustituyendo las ecuaciones 2 y 3 en la 1, se obtiene una expresión para la deformación plástica en términos del esfuerzo y el tiempo, la cual puede usarse para seleccionar un esfuerzo de diseño para una vida estimada.

$$e = A\sigma^m + tB\sigma^n \quad (4)$$

Para aplicaciones que involucran períodos largos de tiempo, tales como turbinas a gas y vapor, tubos de un calentador, etc., la deformación inicial  $e_0$  es despreciable si se compara con  $e_p$ , y la ecuación 4 se reduce a

$$e = e_p = tB\sigma^n \quad (5)$$

$$C = \frac{e_p}{t} = B\sigma^n \quad (6)$$

donde  $C = de/dt = e_p/t$  es la mínima razón de flujo plástico o la pendiente de la línea EF en la fig. 4b. Graficando en doble escala logarítmica la información de flujo plástico para tiempos grandes se puede observar muy buena concordancia con la ecuación (6), y esta información se utiliza para establecer las constantes para esta ecuación como:

B= razón de flujo plástico interceptando en log esfuerzo 1.0, es una constante del material para una temperatura dada.

C= razón de flujo plástico en tensión,  $de/dt$ .

n= pendiente de la línea recta en coordenadas log-log, es una constante del material para una temperatura dada.

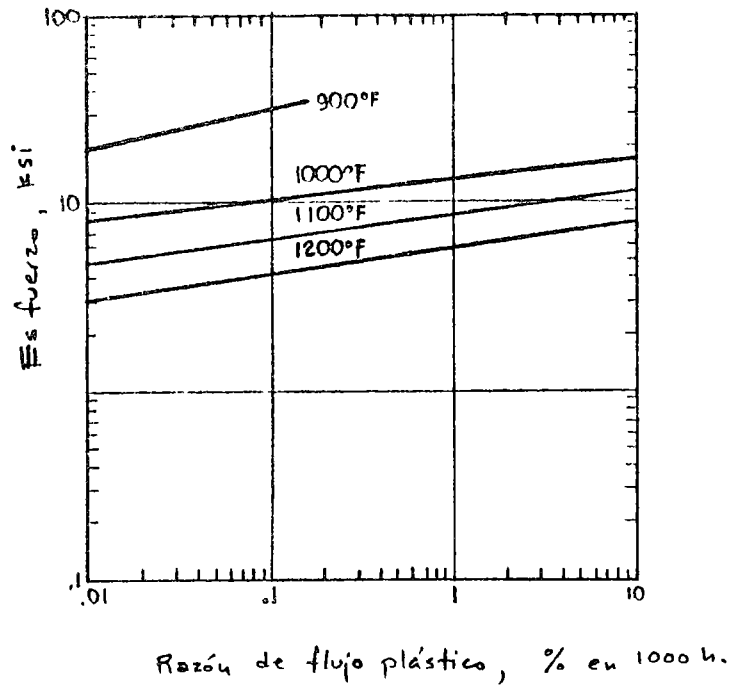


Fig. 5. Curva Razón de Flujo Plástico para Acero 2 1/4% cromo 1% Molibdeno.

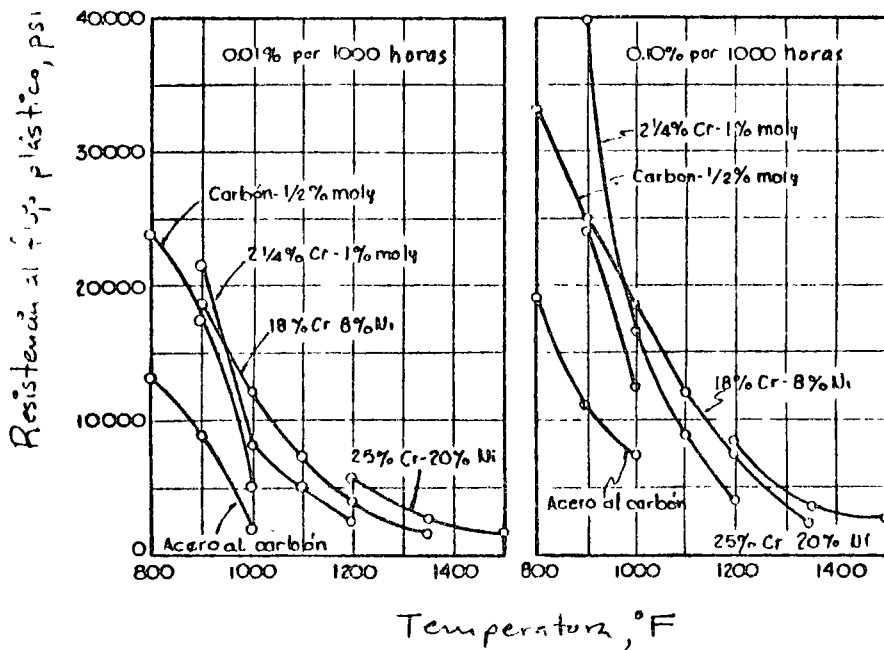


Fig. 6. Resistencia al Flujo Plástico para diversos materiales utilizados en recipientes a presión.

Esta relación de "n" se muestra en la Fig. 5 para un acero 2 1/4% Cromo 1% Molibdeno.

La Ec. 5 es una base de diseño usual para estructuras que deban soportar deformaciones en tiempos prolongados y/o retener deformaciones prescritas. Un método de diseño usado frecuentemente es aquel que se basa en el esfuerzo para obtener un máximo permisible de una cantidad arbitraria de flujo plástico, usualmente 0.01% ó 0.10% en 1000 horas, correspondiendo por extrapolación a 1% de alargamiento en 10,000 y 100,000 horas. En la Fig. 6 se muestran algunas curvas típicas de flujo plástico para varios aceros al carbon, aceros de baja aleación y aceros austeníticos utilizados con frecuencia en recipientes a presión<sup>(3)</sup>. Se consideran al Cromo, Molibdeno y Niquel los elementos más utilizados como aleaciones para metales a altas temperaturas. Cuando el diseñador utilice información sobre flujo plástico, deberá establecer la vida util esperada y el correspondiente rango de deformación permanente permisible; escogiendo también el esfuerzo que satisfaga estas condiciones<sup>(4)</sup>. Como ejemplo se menciona que las estructuras que contienen partes movibles, tales como turbinas, se diseñan para un valor pequeño de flujo plástico permisible, mientras que los recipientes, tubos de cambiadores de calor, etc., se diseñan para valores mayores de flujo plástico, debido a que las deformaciones pequeñas no tienen influencia en su operación<sup>(5),(6)</sup>.

El comportamiento de flujo plástico en los materiales no sólo es sensible al esfuerzo y al tiempo, sino también al medio en que se encuentre el material (atmósfera, radiación de neutrones, etc.), propiedades físicas, historia de deformaciones en el pasado, etc. Por lo tanto, las atmósferas con carburos, óxidos y nitruros incrementan la vida por flujo plástico, mientras que la exposición del material a radiación de neutrones podrían reducirla. Se estará de acuerdo que, mientras que es necesario contar con leyes útiles para extrapolar la información sobre flujo plástico, ya que el progreso de la industria no puede esperar por resultados de pruebas; es necesario utilizar información obtenida del mayor número de pruebas de tiempo disponibles, conducidas en medios que simulen el servicio real. La extrapolación de datos de corto tiempo a largo tiempo no es siempre confiable y deberá ser utilizada con cuidado.

## 2. RUPTURA POR FLUJO PLASTICO.

La falla debida a ruptura por flujo plástico es - una consideración importante de diseño. Bajo condiciones de temperatura y esfuerzo constantes, se puede establecer la vida util esperada partiendo de información estándar de ruptura por flujo plástico<sup>(7),(8)</sup>. Sin embargo, debido a que la mayoría de los miembros no está sujeto a esfuerzo constante o temperatura constante, se han desarrollado los criterios de daño por ruptura por flujo plástico, los cuales predirán el tiempo para romperse en aquellos miembros que tienen estados de esfuerzo multiaxiales, utilizando la información de tiempo de ruptura obtenida de pruebas de tensión<sup>(9)</sup>. Dos de estos son la regla "fracción de vida" y la regla "fracción de deformación".

La regla "fracción de vida" se basa en la premisa - de que el "consumo" de cada fracción de vida individual de la vida total a temperatura elevada, es independiente de todas las demas fracciones de la vida para romperse y que cuando la vida fraccional usada hasta diferentes niveles de esfuerzos y temperaturas es sumada hasta que se iguale con la unidad, así

$$\sum \frac{t_i}{t_{r,i}} = 1 \quad (7)$$

donde  $t_i$  es el tiempo a la temperatura  $i$  y  $t_{r,i}$  es el tiempo para ruptura por flujo plástico a la temperatura  $i$ . Como un ejemplo, un tubo cilíndrico hecho de 2 1/4% Cromo, con las propiedades flujo plástico-ruptura mostradas en la figura 7, se diseña inicialmente para una vida de 100,000 horas a 1000°F, con un esfuerzo de 12000 lb/pulg<sup>2</sup>. Después de 10,000 horas (1/10 de la vida de diseño), una falla de operación somete al tubo a un esfuerzo de 15,000 lb/pulg<sup>2</sup> a 1100°F. La vida restante que se predice sería entonces 0.9 de 500 horas, o cerca de tres semanas. Si la falla en operación se corrige después de dos semanas y se regresa a los 12,000 lb/pulg<sup>2</sup> de esfuerzo a 1000°F, la vida restante en el tubo será 100,000 (1-1/10-2/3) = 23,000 horas. Entonces la falla de operación bajó la vida original esperada de 100,000 horas a 33,000 horas, o sea una reducción del 67%.

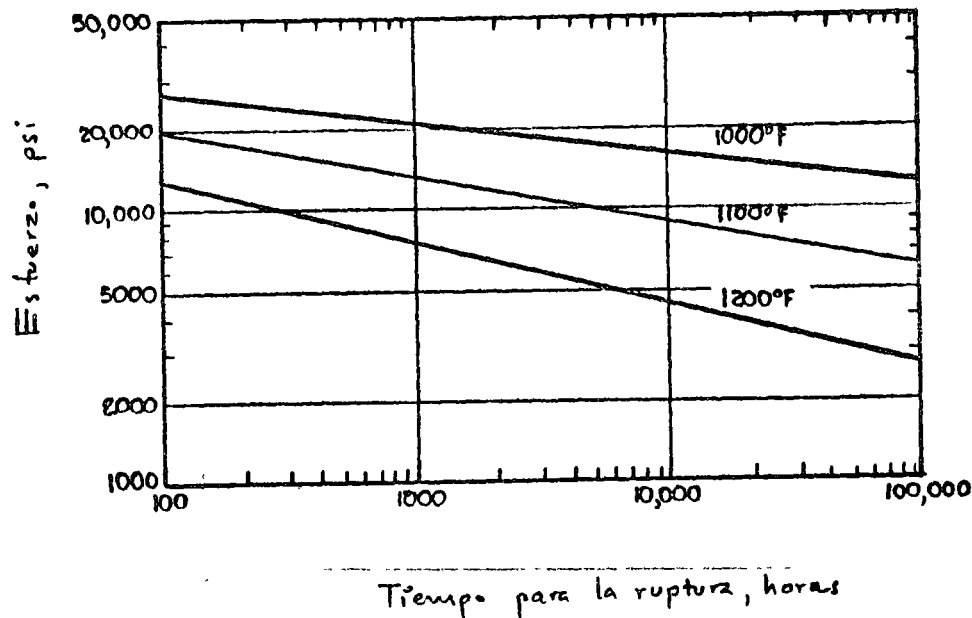


Fig. 7. Curva Ruptura por Flujo Plástico para un Acero con 2 1/4% Cromo 1% Molibdeno.

La regla "fracción de deformación" se expresa por la relación.

$$\sum \frac{e_i}{e_{T_i}} = 1 \quad (8)$$

donde  $e_i$ , es la deformación para un esfuerzo y temperatura dadas y  $e_{T_i}$ , es la deformación a la ruptura bajo las mismas condiciones de esfuerzo y temperatura. Los métodos de las ecuaciones 1 y 2 son simples, proporcionan resultados que concuerdan con los experimentales, y se adaptan bien a los análisis y diseños. La regla "fracción de deformación" se ajusta muy bien a aquellos materiales que presentan apreciable agrietamiento durante toda su vida, mientras que la regla "fracción de vida" concuerda mucho mejor con aquellos materiales que presentan poco agrietamiento hasta que se aproxima la ruptura final<sup>(10),(11)</sup>. Se ha encontrado en algunos estudios que un significado geométrico de estas dos aproximaciones representa un buen ajuste total de datos; esto es,

$$\sum \left( \frac{t_i}{t_{ri}} \cdot \frac{e_i}{e_{ri}} \right)^{1/2} = 1 \quad (9)$$

La ruptura por flujo plástico y la fatiga se describen al mismo concepto acumulativo de daño, y estos efectos pueden combinarse por medio de la siguiente expresión.

$$\sum \frac{n}{N} + \sum \frac{t_i}{t_{ri}} = 1 \quad (10)$$

Se piensa que esta regla simple no se cumple completamente para cantidades grandes de endurecimiento por deformación, cambios metalúrgicos y orden de carga; de acuerdo a esto, se emplean frecuentemente factores menores a la unidad (0.6 a 1.0).<sup>(12)</sup>

### 3. RELAJAMIENTO DE ESFUERZO Y RELEVO DE ESFUERZO.

El concepto relajamiento de esfuerzo significa relevado de esfuerzo como resultado de flujo plástico. Se caracteriza por la reducción de esfuerzo con el tiempo mientras que la deformación total permanece constante. Las propiedades del material para relajación de esfuerzo se determinan de pruebas de flujo plástico a tensión, donde la longitud del espécimen se mantiene constante disminuyendo el esfuerzo con el tiempo. El resultado es una curva relajación de esfuerzo-flujo plástico, Fig. 8, la cual relaciona el esfuerzo residual o esfuerzo remanente con el tiempo para una temperatura constante. Para esfuerzo inicial más alto, es más rápida la relajación con el esfuerzo residual mínimo siendo asintótica a aquel esfuerzo al cual la razón de flujo plástico en la segunda etapa es nula. Los materiales que presentan propiedades de relajación a bajo esfuerzo son deseables para pernos a altas temperatura.

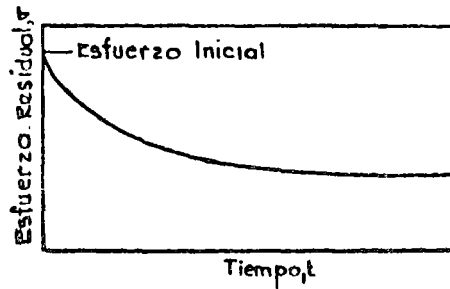


Fig. 8 . Curva Relajación de Esfuerzo.

Una brida con pernos es un buen ejemplo de una estructura en la cual las deformaciones por flujo plástico tienen lugar bajo condiciones de disminución de esfuerzo con el tiempo. Aquí el esfuerzo de tensión inicial  $\sigma_0$  en el perno debería ser suficientemente alto para prevenir que el esfuerzo se relaje bajo aquel esfuerzo necesario para prevenir goteo en la brida. Esto se logra entrando a la curva de relajación de esfuerzo en el material con un tiempo comparable con algún tiempo ordinariamente planeado para mantenimiento y/o tiempo para retensar los pernos, encontrando así qué esfuerzo inicial es necesario para tener suficiente esfuerzo en el perno hasta el final de ese período. La deformación por flujo plástico tanto del perno como de la brida tienden a reducir el esfuerzo en el perno. De cualquier forma, si se considera una brida de rigidez despreciable comparada con la de los pernos, se puede encontrar una ecuación para la relajación de esfuerzos.

Si un perno es inicialmente tensado una cierta cantidad y se mantiene constante con esa deformación, la deformación lineal inicial,  $e_0$ , es igual a la deformación elástica dependiente del tiempo,  $e$ , más la deformación por flujo plástico,  $e'$

$$e_0 = e + e' \quad (11)$$

sustituyendo los valores de  $e_0 = \sigma_0/E$  y  $e = \sigma/E$  en la ec. 11 y derivando respecto al tiempo se obtiene

$$\frac{1}{E} \frac{d\sigma_0}{dt} + \frac{de'}{dt} = 0 \quad (12)$$

Considerando la ley establecida en la ec. 5 se tiene

$$\frac{de'}{dt} = C = B\sigma^n \quad (13)$$

y combinando las ecuaciones 12 y 13

$$dt = - \frac{l}{EB} \frac{d\sigma}{\sigma^n} \quad (14)$$

integrando entre los límites  $\sigma$  y  $\sigma_0$ .

$$t = \left[ \frac{l}{(n-1)BE} \right] \left[ \frac{1}{\sigma^{n-1}} \right] \left[ 1 - \left( \frac{\sigma}{\sigma_0} \right)^{n-1} \right] \quad (15)$$

donde t es el tiempo requerido para que el esfuerzo inicial  $\sigma_0$  disminuya hasta  $\sigma$ .

La ecuación 15 toma en cuenta solamente la elasticidad del mango del perno; ya que, en la práctica se puede considerar cierta elasticidad en el extremo de fijación del perno. Cuando esto es tomado en cuenta, se puede desarrollar una expresión similar a la ec. 15, la cual muestra que como resultado de esta elasticidad adicional en el extremo de fijación del perno, la relajación de esfuerzos en el perno se lleva a cabo más lentamente que en el caso de considerar -- extremos fijos; esto es, un porcentaje más alto de la elongación total es ahora elástica. Tal elasticidad adicional -- puede aumentarse usando tuercas con camisa larga o una combinación de pernos largos con collar en las tuercas. Esto requiere deformaciones por flujo plástico grandes antes que se alcance un nivel más bajo de esfuerzos.

Los efectos por temperatura alta también tienen -- sus características deseables. La velocidad a la cual el -- efecto de endurecimiento por deformación desaparece depende de la temperatura. En la práctica es frecuentemente deseable eliminar estos efectos que resultan de los procedimientos de fabricación. Esto se puede lograr en corto tiempo recorriendo el metal a ciertas altas temperaturas especificadas, dependiendo del tipo de metal; o se puede lograr el mismo efecto a mucho menor temperatura actuando en un período de tiempo mayor <sup>(13)</sup>. El mismo fenómeno de relajación se utiliza para -- reducir los esfuerzos residuales inducidos en soldaduras por



el enfriamiento diferencial durante el proceso de fabricación<sup>(14)</sup>. A lo anterior se le denomina comúnmente "relevado de esfuerzos" y consiste en aumentar uniformemente la temperatura de la estructura hasta una temperatura alta en un lapso breve de alta relajación, seguida de un enfriamiento lento el cual minimiza los gradientes térmicos en la estructura, logrando así evitar la nueva aparición de esfuerzos térmicos altos<sup>(15), (16)</sup>.

Conociendo las propiedades de flujo plástico del material, los esfuerzos residuales pueden ser reducidos a niveles deseables. Asimismo es un factor que deberá ser considerado en el diseño de partes que incluyen concentraciones de esfuerzos y sujetos a la acción simultánea de esfuerzos y alta temperatura<sup>(17), (18)</sup>. En puntos con altas concentraciones de esfuerzos, la velocidad de flujo es más alta; de aquí que el flujo plástico resultará en una redistribución de esfuerzos más favorable<sup>(19)</sup>. Los bajos esfuerzos residuales mejoran la vida por fatiga y reducen susceptiblemente las fallas frágiles.

#### 4. EFECTO DE RADIACIONES SOBRE EL FLUJO PLASTICO.

Las radiaciones afectan al mecanismo relacionado con flujo plástico desorganizando la estructura interna del material. La forma en que se lleva a cabo es impredecible, por lo que es deseable determinar los parámetros del flujo plástico bajo las condiciones de operación. En general se ha encontrado mediante pruebas que un flujo plástico mayor ocurrirá bajo radiación que aquel que se presente en pruebas térmicas equivalentes, indicando así el significado de la radiación el cual se cree atribuible a la dislocación atómica por la absorción de los huecos inducidos por radiación

1. L. Glen, "The Shape of Creep Curves", ASME Publication Paper No. 62-WA-133, 1962
2. M.M. Abo El Ata, and I. Finnie, "A Study of Creep Damage Rules", ASME Publication Paper No. 71-WA/Met-1, 1971
3. "Properties of Carbon Alloy Steel for High Temperature and High Pressure Services", Technical Bulletin, The Babcock and Wilcox Co.
4. J.A. Gulya and R.A. Swift, "Petroleum Pressure Vessels", ASME Publication Paper No. 70-Pet-26, 1970
5. F.P.J. Rimrott, E.J. Mills, and J. Marin, "Prediction of Creep Failure Time for Pressure Vessels" ASME Transactions, Paper 60-APM-7, 1960
6. D.R. Miller, "Thermal-Stress Ratchet Mechanism in Pressure Vessels", ASME Transactions, Paper 58-A-129, 1958
7. E.L. Robinson, "Effect of Temperature Variation in the Long-Time Rupture Strength of Steels", ASME Transactions, Vol. 74, 1952
8. P.N. Randall, "Cumulative Damage in Creep-Rupture Tests of a Carbon Steel", ASME Transactions, Vol. 84, 1962
9. R.M. Goldhoff, "Uniaxial Creep-Rupture Behavior of Low Alloy Steel Under Variable Loading Conditions", ASME Transactions, Vol. 87, 1965
10. K.G. Brickett, G.A. Ratz, and R.F. Domagala "Creep-Rupture Properties of Stainless Steel at 1600, 1800 and 2000°F", ASTM Technical Publication, No 309, 1965
11. D.J. Wilson, "Sensitivity of the Creep-Rupture Properties of Waspaloy Sheet to Sharp-Edged Notches in the Temperature Range of 1000-1400°F", ASME Publication No 71-WA/Met-3, 1971

19  
12  
13  
15  
16  
17  
18  
19  
20

12. C.E. Jaske and others "Low Cycle Fatigue and Creep Fatigue of Incoloy Alloy 800," Scientific and Technical Aerospace Reports, Vol. 10, N<sup>o</sup> 21, Nov. 8, 1972
13. W.D. Doty, "Postweld Heat Treatment", Welding Research Council Bulletin, 1974
14. A.E. Asnis and G.A. Ivashchenko, "The Tempering Temperature for Relieving the Residual Stresses in Welded Structures". Automatic Welding, Vol. 25 No. 6, June 1972.
15. T. W. Greene and C.R. McKinsey, "Controlled Low-Temperature Stress Relieving of Pressure Vessels", Welding Research Council Supplement, March, 1952
16. A. Vethers and S.A. Ambrose, "The Heat Treatment of Weldments", Australian Welding Journal, March, 1971
17. E.L. Robinson, "Steam Piping Design to Minimize Creep Concentrations", ASME Publication Paper No. 54-A-186, 1954
18. S.B. Kim "Creep and Relaxation Analysis of a Piping System", ASME Publication Paper No. 71-WA/PVP-3, 1971
19. H. Poritsky and F. A. Fand, "Relief of Thermal Stresses Through Creep", ASME Transactions, Paper 58-A-41, 1957
20. A.P. Boress and O.M. Sidebottom, "Creep of Metals under Multiaxial States of Stress", Nuclear Engineering and Design, Vol. 18, 1972.



DIRECTORIO DE PROFESORES

DISEÑO OPERACION Y MANTENIMIENTO DE CALDERAS Y  
RECIPIENTES A PRESION

ING. AUSTREBERTO ACOLTZI CASTILLO  
JEFE DEL DEPARTAMENTO METALURGICO  
INSTITUTO MEXICANO DEL PETROLEO  
AV. DE LOS 100 METROS No. 152  
MEXICO 14, D.F.  
TEL: 567.66.00 ext. 2194 ó 2192

M. EN I. FRANCISCO AGUILAR LOPEZ DE NAVA  
JEFE DE LA DIVISION DE INGENIERIA DE LA  
SUBDIRECCION DE INGENIERIA DE PROYECTO  
INSTITUTO MEXICANO DEL PETROLEO  
AV. DE LOS 100 METROS No. 152  
MEXICO 14, D.F.  
TEL: 567.82.02

DR. PORFIRIO BALLESTEROS BAROCIO  
JEFE DE LA SECCION DE ESTRUCTURAS  
DIVISION DE ESTUDIOS SUPERIORES  
FACULTAD DE INGENIERIA, UNAM  
MEXICO 20, D.F.  
TEL: 548.58.77

ING. IGNACIO RAMON DOMINGUEZ LOPEZ  
JEFE DEL DEPARTAMENTO DE COORDINACION  
Y FABRICACION DE EQUIPO  
INSTITUTO MEXICANO DEL PETROLEO  
AV. DE LOS 100 METROS No. 152  
MEXICO 14, D.F.  
TEL: 567.66.00 ext. 2287

ING. DAVID GUILLING C.  
JEFE DE INGENIERIA DE CORROSION  
GERENCIA DE EXPLOTACION  
PETROLEOS MEXICANOS  
MARINA NACIONAL 329 EIDF. 1857 - 7º PISO  
MEXICO 17, D.F.  
TEL: 545.74.60 ext. 3069

DIRECTORIO DE PROFESORES

DISEÑO OPERACION Y MANTENIMIENTO DE CALDERAS Y  
RECIPIENTES A PRESION

ING. EVENCIO GOMEZ GOMEZ  
SUPERVISOR QUIMICO DE  
PLANTAS TERMOELECTRICAS  
COMISION FEDERAL DE ELECTRICIDAD  
ATOYAC No. 97 - 3<sup>a</sup> PISO DESP. 316  
COL. CUAUHEMOC  
MEXICO 5, D.F.  
TEL: 553.16.27 y 553.71.33 ext. 2597

M. EN I. JORGE LOPEZ RIOS  
SUBJEFE DEL DEPARTAMENTO DE  
INGENIERIA CIVIL  
SUBDIRECCION DE INGENIERIA DE PROYECTO  
INSTITUTO MEXICANO DEL PETROLEO  
AV. DE LOS 100 METROS No. 152  
MEXICO 14, D.F.  
TEL: 567.66.00 ext. 2384

M. EN C. JOSE LUDLOW L.  
DIRECTOR  
SERVICIOS METALURGICOS, S.A.  
ENSENADA No. 43  
COL. CONDESA  
MEXICO 11, D.F.  
TEL: 553.23.00 ext. 3, 553.29.22; 553.45.78

ING. LUBIN MARTINEZ HERNANDEZ  
JEFE DE LABORATORIO DE INGENIERIA  
EXPERIMENTAL DE TERMOFLUIDOS  
FACULTAD DE INGENIERIA, UNAM  
MEXICO 20, D.F.  
TEL: 548.65.00 ext. 609

'pmc

DIRECTORIO DE PROFESORES

DISEÑO OPERACION Y MANTENIMIENTO DE CALDERAS Y  
RECIPIENTES A PRESION

ING. RAUL MENDOZA MATA  
JEFE DEL DEPARTAMENTO DE  
ANALISIS DE ESFUERZOS  
SUBDIRECCION DE INGENIERIA DE PROYECTO  
INSTITUTO MEXICANO DEL PETROLEO  
AV. DE LOS 100 METROS No. 152  
MEXICO 14, D.F.  
TEL: 567.66.00 ext. 2313

M. EN I. ALEJANDRO F. ROMERO LOPEZ  
JEFE DE LA SECCION DE INGENIERIA  
DE FLUIDOS Y TERMICA  
FACULTAD DE INGENIERIA, UNAM  
MEXICO 20, D.F.  
TEL: 548.65.00 ext. 609

ING. ADOLFO VERA ASSAF  
JEFE DEL DEPARTAMENTO DE  
NORMALIZACION EXTERNA  
INSTITUTO MEXICANO DEL PETROLEO  
AV. DE LOS 100 METROS No. 152  
MEXICO 14, D.F.  
TEL: 567.66.00 ext. 2314

ING. JORGE RAUL VIZCAINO  
GERENTE DEL DEPARTAMENTO DE MONTAJE  
BABCOCK & WILCOX DE MEXICO, S.A. DE C.V.  
CARRETERA MEXICO- LAREDO KM. 16.5  
CERRO GORDO, EDO. DE MEXICO  
TEL: 569.34.00 ext. 127, 569.34.49, 569.30.49 ó 569.32.49

ING. FELIPE GUERRERO  
PROFESOR  
FACULTAD DE INGENIERIA, UNAM  
MEXICO 20, D.F.

'pmc

DIRECTORIO DE ASISTENTES AL CURSO DE OPERACION Y MANTENIMIENTO DE CALDERAS Y RECIPIENTES A PRESION ( DEL 19 DE JULIO AL 20 DE AGOSTO DE 1976 )

<u>NOMBRE Y DIRECCION</u>	<u>EMPRESA Y DIRECCION</u>
1. ING. FERNANDO AGUIRRE SANCHEZ 56 H-402 Unidad Lindavista Vallejo México 14, D. F. Tel: 567-27-69	POLATECNIA, S. A. Azaharer No. 26-20. Piso Col. Santa María Insurgentes México 4, D. F. Tel: 5-83-49-88
2. FERNANDO ALVAREZ HERNANDEZ Calle 25 No. 92 Col. Pro-Hogar México, D. F. Tel: 5674902	CIA. DE LUZ Y FUERZA DEL CENTRO, S. A. Melchor Ocampo No.171 México, D. F.
3. ING. JOSE NETZAHUALCOYOTL ARAUX P. Av. Cuauhtémoc 919-11 Col. Narvarte México 12, D. F. Tel: 54318-89	PROCESOS DE MEXICO, S. A. Av. Insurgentes Sur No. 670-70.P. Col. del Valle México 12, D. F.
4. XICOTENCATL G. BASILIO TREJO Edif. 12-A-1 Unidad Juan de Dios Batiz Col. Lindavista México 14, D. F. Tel:5863586	CIA. DE LUZ Y FUERZA DEL CENTRO, S.A. Melchor Ocampo No. 171 México, D. F.
5. ALONSO CAMPOS MORALES San Rafael Edo. de México Av. San Rafael No. 17	FABRICAS DE PAPEL SAN RAFAEL Y ANEXAS San Rafael Edo. de México
6. ING. PABLO CARRIZALES MARTINEZ Casa No. 5 Cond. Chapultepec Cuernavaca, Morelos Tel: 5-30-00	SYNTEX, S. A. DIVISION QUIMICA Cautla J. 4.5 Carretera Federal a Cuernavaca
7. RAFAEL CERVANTES RODRIGUEZ México, D. F.	SEGUROS PROVINCIAL Miguel Angel de Quevedo México, D. F.



DIRECTORIO DE ASISTENTES AL CURSO DE OPERACION Y MANTENIMIENTO DE CALDERAS Y RECIPIENTES A PRESION ( DEL 19 DE JULIO AL 20 DE AGOSTO DE 1976 )

<u>NOMBRE Y DIRECCION</u>	<u>EMPRESA Y DIRECCION</u>
8. CANDIDO CORTES PORTILLO Felipe Villanueva 229-1 Col. Ex-H. Peralvillo México 2, D. F. Tel: 5832127	ECOLOGIA, S. A. DE C. V. Cza. Armas 116 Puente de Vigas Tlanepantla, México
9. TEC. FERNANDO CORTES RIVERA Norte 79-B-92 Col. Clavería México 16, D. F. Tel: 9610666	CAL-HOR, S.A. Calle 11 de Abril No. 259 México, D. F.
10. ING. REYES CRUZ LOPEZ Camino del Jardín No. 38 Fuentes de Satélite Estado de México Tel:5721326	INDUSTRIAS RESISTOL, S.A. Camino al Lago de Guadalupe No.59 Lechería, Estado de México Tel:5654711
11. SERGIO ENRIQUE CHACON VALDES Real del Monte No. 52-15 Col. Industrial México 14, D. F. Tel:5373145	SEGUROS AMERICA BANAMEX, S.A. Av. Juárez No. 42 México, D. F.
12. ING. ELIAS CHARLESTON MURRIETA Lindero No. 49 Residencial "Coapa" México 22, D. F.	INDUSTRIAS RESISTOL, S.A. Antiguo Camino a Lago de Guadalupe No. 59 "Lechería" Edo. de México Tel:5654711
13. ING. SALVADOR DIAZ DIAZ 20 de Noviembre 129-2 Cuautitlan, Edo. de México Tel: 5112505	FONDO NACIONAL DE FOMENTO EJIDAL Alvaro Obregón No. 223 México, D. F.
14. ERSIS RAMON DORANTES SALDAÑA Ote 166 No. 251 Col. Justo Sierra México 13, D. F. Tel:5399776	CIA. DE LUZ Y FUERZA DEL CENTRO, S. A. Meichor Ocampo No. 171 México, D. F.

DIRECTORIO DE ASISTENTES AL CURSO DE OPERACION Y MANTENIMIENTO DE CALDERAS Y RECIPIENTES A PRESION ( DEL 19 DE JULIO AL 20 DE AGOSTO DE 1976 )

<u>NOMBRE Y DIRECCION</u>	<u>EMPRESA Y DIRECCION</u>
15. ERNESTO ESCUTIA CERVANTES Av. Circunvalación No. 948 Col. San Andres Texepilco México 13, D. F. Tel:5392402	CIA. DE LUZ Y FUERZA DEL CENTRO, S. A. Luna 254 Col. Guerrero México, D. F.
16. ING. MANUEL ESPINOSA HERNANDEZ Av. San Fernando No. 329 Tlalpan México 22, D. F. Tel:5735925	FABRICAS DE PAPEL LORETO Y PEÑA POBRE, S.A. Insurgentes Sur No. 3496 México, D. F.
17. ING. ANTONIO CARLOS FLORES RUIZ Unidad 4 Dep. 10-1021 Col. Jardín Balbuena México 9, D. F. Tel:5715241	FACULTAD DE INGENIERIA, UNAM Ciudad Universitaria México 20, D. F.
18. FRANCISCO GALINDO OLIVARES Av. Anillo Periférico Agrup.21 Edif.2-21 Unidad Vicente Guerrero México 13, D. F.	SEGUROS LA PROVINCIAL Miguel Angel de Quevedo 915 México 21, D. F.
19. ING. MANUEL GIL CH. Pte. 140 Edif. 63 Depto. 202-A Unidad Lindavista Vallejo México 14, D. F. Tel:5872972	SEGURIDAD Y PREVENCION, S.A. Río Niagara No. 11 Col. Cuauhtémoc México 5, D. F. Tel:5333040
20. ING. JAIME GONZALEZ GUTIERREZ Oniquina No. 6413 Col. 3 Estrellas México 14, D. F. Tel:5373696	COMISION FEDERAL DE ELECTRICIDAD Melchor Ocampo No. 271 Col. Anáhuac México, D. F.
21. ING. ARTURO GUERRA ENRIQUEZ México, D. F.	INSTITUTO MEXICANO DEL SEGURO SO- CIAL Durango No. 291-4o. Piso México 7, D. F.

DIRECTORIO DE ASISTENTES AL CURSO DE OPERACION Y MANTENIMIENTO DE CALDERAS Y RECIPIENTES A PRESION DEL 19 DE JULIO AL 20 DE AGOSTO DE 1976 )

<u>NOMBRE Y DIRECCION</u>	<u>EMPRESA Y DIRECCION</u>
22. ING. RAUL GUERRERO BRAVO Marqués de Aguayo No. 7 Circ. Fundadores Cd. Satélite Edo. de México Tel:5626693	PETROLEOS MEXICANOS Av. Marina Nacional No. 329 México, D. F.
23. CARLOMAGNO HERNANDEZ DIAZ Jalapa No. 203-A Col. Roma México 7, D. F.	HOTEL ALAMECA DE LA CIA. HOTELES CAMINO REAL DE MEXICO Av. Juárez No. 50 México 1, D. F. Tel:518-06-20
24. ING. ALEJANDRO HIDALGO ISLAS Mineros Metalurgicos No. 68-5 Col. Trabajadores del Hierro México 15, D. F.	PRODUCTOS DE LECHE, S. A. Poniente 122 No. 497 México, D. F. Tel:5670333
25. ING. FRANCISCO JIMENEZ PANTOJA Adormidera No. 29 San Jacinto México 17, D. F. Tel:5478623	CIA. DE LUZ Y FUERZA DEL CENTRO, S. A. Melchor Ocampo No. 171 México, D. F.
26. FEDERICO J. LECHUGA RUIZ Av. Robles Domínguez 263-4 Col. Guadalupe Insurgentes México 14, D. F. Tel:53758-12	GATX-FULLER, S. A. DE C. V. Xicotencatl No. 9 Sta. Clara Edo. de México Tel:56948-11
27. VICENTE G. LOPEZ FERNANDEZ Av. Taller Ret. 15 No. 54 Col. Jardín Balbuena México 9, D. F. Tel:5520099	FACULTAD DE INGENIERIA, UNAM Ciudad Universitaria México 20, D. F.
28. GUILLERMO LOPEZ CAMPOS Av. Taller Ret. 15 No. 54 Col. Jardín Balbuena México 9, D. F. Tel:5833829-70	CONSTRUCCION Y MONTAJE Calzada San Simón No. 60 México 3, D. F.

DIRECTORIO DE ASISTENTES AL CURSO DE OPERACION Y MANTENIMIENTO DE CALDERAS Y RECIPIENTES A PRESION ( DEL 19 DE JULIO AL 20 DE AGOSTO DE 1976 )

<u>NOMBRE Y DIRECCION</u>	<u>EMPRESA Y DIRECCION</u>
29. CONSTANTINO MUÑOZ COLORADO Av. La Carreta Edif. 70-Ent."B" Departamento No. 003 Villa Coapa México 22, D. F. Tel:5945657	INSTITUTO MEXICANO DEL SEGURO SOCIAL Durango No. 291 México 7, D. F.
30. ING. JORGE MUÑOZ NOGUERON Calle Trigo No. 37 Granjas México 8, D. F. Tel:5197955	SEGUROS AMERICA BANAMEX, S.A. Av. Juárez No. 42 Edif."B" México, D. F.
31. TEC. JORGE L. ORTIZ ROSALES Fresnos 238 Col. Florida México 20, D. F. Tel:5483123	INSTITUTO NACIONAL DE INVESTIGACIONES FORESTALES, S.A.G. Progreso No. 5 Coyoacán México 21, D. F.
32. LUIS J. PAREDES CARBAJAL Rio Lerma 50-F Col. Cuauhtémoc México 5, D. F. Tel: 5145406	LIQUID CARBONIC DE MEXICO, S.A. Poniente 48 No. 3804 Col. Xochimanca México 16, D. F. Tel:5692761
33. MARCELINO RODRIGUEZ GUTIERREZ Oriente 245 "A" No. 55 Col. Agrícola Oriental México 9, D. F.	SECRETARIA DEL PATRIMONIO NACIONAL Insurgentes Sur 552 Col. Roma Sur México 7, D. F. Tel:5648000
34. ING. GUSTAVO LORENZO ROSADO ROMERO Rio Churubusco No. 461 Unidad Modelo México 13, D. F.	AYOTLATEXTIL, S. A. Km. 27.5 Carretera Federal a Puebla
35. JOSE LUIS RUIZ RIVERA Calle Francisco Villa No. 51 Col. A. Barona Cuernavaca, Mor. Tel:50386	NISSAN MEXICANA, S.A. DE C.V. Km. 4.5 Carretera Federal a Cuautla Cuernavaca, Mor.

DIRECTORIO DE ASISTENTES AL CURSO DE OPERACION Y MANTENIMIENTO DE CALDERAS Y RECIPIENTES A PRESION ( DEL 19 DE JULIO AL 20 DE AGOSTO DE 1976 )

<u>NOMBRE Y DIRECCION</u>	<u>EMPRESA Y DIRECCION</u>
36. ALFONSO SALGADO CALZADA Frontera No. 80 Coyoacán México 21, D. F. Tel:5502644	CIA. DE SEGUROS LA PROVINCIAL, S.A. Miguel Angel de Quevedo 915 San Angel México 20, D. F.
37. ING. JOSE ALBERTO SANCHEZ R. Perseo No. 48 Col. Prado Churubusco México 13, D. F.	COMISION FEDERAL DE ELECTRICIDAD Ródano No. 14-5o. Piso México. D. F.
38. JOSE FRANCISCO SANCHEZ FERRO Ruiseñor No. 77 Col. Rosedal México 21, D. F. Tel:5442984	CIA. DE LUZ Y FUERZA DEL CENTRO, S.A. Melchor Ocampo No. 171 México 17, D. F.
39. CARLOS SANCHEZ DE TAGLE DE LA L. Cordoba No. 97-201 Col. Roma México 7, D. F. Tel:5288022	CIA. DE LUZ Y FUERZA DEL CENTRO, S.A. Melchor Ocampo No. 171 México, D. F.
40. ING. ANGEL SERVIN GOMEZ Calle del Clavel No. 203 Col. Sta. Ma. La Ribera México 4, D. F. Tel:5410965	CIA. DE LUZ Y FUERZA DEL CENTRO, S.A. Melchor Ocampo No. 171 México, D. F.
41. ARMANDO VALDEZ CARDENAS J. Ma. Roa Barcenas No. 29-5 Col. Obrera México 8, D. F.	PROCESOS DE MEXICO, S.A. Insurgentes Sur 670-7o. Piso Col. del Valle México 12, D. F. Tel:5360515
42. ENRIQUE VILLAVICENCIO CASTILLO Magdalena 218-101 Col. del Valle México 12, D. F. Tel:5236107	SOLUBLES Y CORTES, S.A. Chimalpopoca No. 39 Ixtacalco México 8, D. F.