

ANÁLISIS Y DISEÑO DE TUBERIAS PARA PLANTAS INDUSTRIALES

Fecha	Duración	Tema	Profesor
Marzo 7	17 a 21 h	1. ANÁLISIS DE FLEXIBILIDAD	M. EN C. SAUL DE LA ORTA GAMBOA
Marzo 8	17 a 21 h		
		1.1 Introducción	
		1.2 Definición del problema	
		1.3 Proceso general de solución	
		1.4 Datos básicos para el análisis	
		1.5 Clasificación de líneas críticas	
		1.6 Reglas prácticas para soluciones rápidas a sistemas de tuberías	
		1.7 Método de flexibilidades	
Marzo 9 y 10	17 a 21 h c/día	1.8 Aspectos más relevantes del Código ANSI B 31. 1973 para análisis y diseño de tuberías	ING. RAUL MENDOZA MATA
		1.9 Evaluación de resultados	
		1.9.1 Esfuerzos permisibles en la tubería Revisión de componentes de la tubería (codos, tees, insertos, muñones, etc.), por efectos de temperatura, peso propio, presión interna, viento, sismo, excitación de equipopos, etc.	
		1.9.2 Efectos permisibles en equipos tales como: bombas, compresores, turbinas, recipientes, cambiadores de calor, etc.	
Marzo 11	17 a 21 h	1.10 Juntas de expansión	ING. JOSE A. GARCIA VAZQUEZ
		1.10.1 Descripción de su funcionamiento	
		1.10.1 Recompensaciones para su utilización y selección	
Marzo 14	17 a 21 h	2. SOPORTES PARA TUBERIA	ING. ARTURO GARCIA GARCIA
		2.1 Introducción	
		2.2 Descripción y funciones de los sistemas de apoyo	
		2.3 Localización y selección de apoyo más convenientes para un sistema de tuberías.	
		2.4 Elementos mecánicos impuesto por las tuberías sobre los soportes.	



## ANALISIS Y DISEÑO DE TUBERIAS PARA PLANTAS INDUSTRIALES

Fecha	Duración	Tema	Profesor
Marzo	17 a 21 h	ANALISIS DE FLEXIBILIDAD	ING. RAUL MENDOZA MATA
		1.11 Programas existentes	M. EN I. FRANCISCO AGUILAR
		1.12 Ejemplo ilustrativo	LOPEZ DE NAVA
		SESION DE PREGUNTAS Y RESPUESTAS	
Marzo	17 a 21 h	3. ASPECTOS FUNCIONALES Y DE PROCESO EN EL DISEÑO DE ARREGLOS DE TUBERIA	ING. HUMBERTO COVARRUBIAS
Marzo	17 a 21 h	4. EFECTOS DINAMICOS EN SISTEMAS DE TUBERIAS	M. EN I. FRANCISCO AGUILAR
		4.1 Introducción	LOPEZ DE NAVA
		4.2 Fuentes de excitación	
		4.3 Cálculo de frecuencias naturales.	
		4.3.1 Método discreto	
		4.3.2 Método continuo (matrices de transición).	
		4.4 Tratamiento de elementos curvos	
		4.5 Vibración forzada.	

dc.





Fecha	Duración	ANÁLISIS Y DISEÑO DE TUBERÍAS PARA PLANTAS INDUSTRIALES Tema	Profesor
zo 7 zo 8	17 a 21 h 17 a 21 h	1. ANÁLISIS DE FLEXIBILIDAD <ul style="list-style-type: none"> <li>1.1 Introducción</li> <li>1.2 Definición del problema</li> <li>1.3 Proceso general de solución</li> <li>1.4 Datos básicos para el análisis</li> <li>1.5 Clasificación de líneas críticas</li> <li>1.6 Reglas prácticas para soluciones rápidas a sistemas de tuberías</li> <li>1.7 Método de flexibilidades</li> </ul>	M. EN C. SAUL DE LA ORTA GAMBOA
zo 9 y 10	17 a 21 h c/día	1.8 Aspectos más relevantes del Código ANSI B 31. 1973 para análisis y diseño de tuberías <ul style="list-style-type: none"> <li>1.9 Evaluación de resultados               <ul style="list-style-type: none"> <li>1.9.1 Esfuerzos permisibles en la tubería Revisión de componentes de la tubería (codos, tees, insertos, muñones, etc.), por efectos de temperatura, peso propio, presión interna, viento, sismo, excitación de equipopos, etc.</li> <li>1.9.2 Efectos permisibles en equipos tales como: bombas, compresores, turbinas, recipientes, cambiadores de calor, etc.</li> </ul> </li> </ul>	ING. RAUL MENDOZA MATA
zo 11	17 a 21 h	1.10 Juntas de expansión <ul style="list-style-type: none"> <li>1.10.1 Descripción de su funcionamiento</li> <li>1.10.1 Recompensaciones para su utilización y selección</li> </ul>	ING. JOSE A. GARCIA VAZQUEZ
zo 14	17 a 21 h	2. SOPORTES PARA TUBERIA <ul style="list-style-type: none"> <li>2.1 Introducción</li> <li>2.2 Descripción y funciones de los sistemas de apoyo</li> <li>2.3 Localización y selección de apoyo más convenientes para un sistema de tuberías.</li> <li>2.4 Elementos mecánicos impuesto por las tuberías sobre los soportes.</li> </ul>	ING. ARTURO GARCIA GARCIA



## ANALISIS Y DISEÑO DE TUBERIAS PARA PLANTAS INDUSTRIALES

Fecha	Duración	Tema	Profesor
Marzo	17 a 21 h	ANALISIS DE FLEXIBILIDAD	ING. RAUL MENDOZA MATA
		1.11 Programas existentes	M. EN I. FRANCISCO AGUILAR LOPEZ DE NAVA
Marzo	17 a 21 h	1.12 Ejemplo ilustrativo	
		SESION DE PREGUNTAS Y RESPUESTAS	
Marzo	17 a 21 h	3. ASPECTOS FUNCIONALES Y DE PROCESO EN EL DISEÑO DE ARREGLOS DE TUBERIA	ING. HUMBERTO COVARRUBIAS
Marzo	17 a 21 h	4. EFECTOS DINAMICOS EN SISTEMAS DE TUBERIAS	M. EN I. FRANCISCO AGUILAR LOPEZ DE NAVA
		4.1 Introducción	
		4.2 Fuentes de excitación	
		4.3 Cálculo de frecuencias naturales.	
		4.3.1 Método discreto	
		4.3.2 Método continuo (matrices de transición).	
		4.4 Tratamiento de elementos curvos	
		4.5 Vibración forzada.	



DIRECTORIO DE PROFESORES DEL CURSO ANALISIS Y DISEÑO DE TUBERIAS PARA PLANTAS INDUSTRIALES

M. EN I. FRANCISCO AGUILAR LOPEZ DE NAVA

Jefe de la División de Ingeniería

Subdirección de Proyecto

I. M. P.

Tel.: 567.82.01

ING. HUMBERTO COVARRUBIAS

Jefe de la Unidad de Diseño de Tuberías

Depto. de Ingeniería de Tuberías, IMP

Profesor ESIME, IPN

Tel.: 567.66.00 Ext. 2319

M. EN C. SAUL DE LA ORTA GAMBOA

Jefe de la Oficina de Desarrollo en el

Depto. de Análisis de Esfuerzos, IMP

Profesor Sección Graduados ESIA, IPN

Tel.: 567.66.00

ING. ARTURO GARCIA GARCIA

Jefe de la Oficina de Soportes de Tubería

Depto. de Análisis y Esfuerzos

I. M. P.

Tel.: 567.66.00 Ext. 2313

ING. JOSE ANTONIO GARCIA VAZQUEZ

Jefe de la Unidad de Análisis de Flexibilidad

Depto. de Análisis de Esfuerzos

I. M. P.

Tel.: 567.66.00 Ext. 2313

M. EN C. RAUL MENDOZA MATA

Jefe del Departamento de Análisis de Esfuerzos

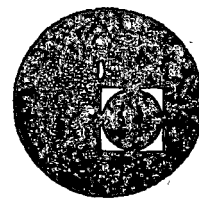
I. M. P.

Tel.: 567.66.00 Ext. 2313





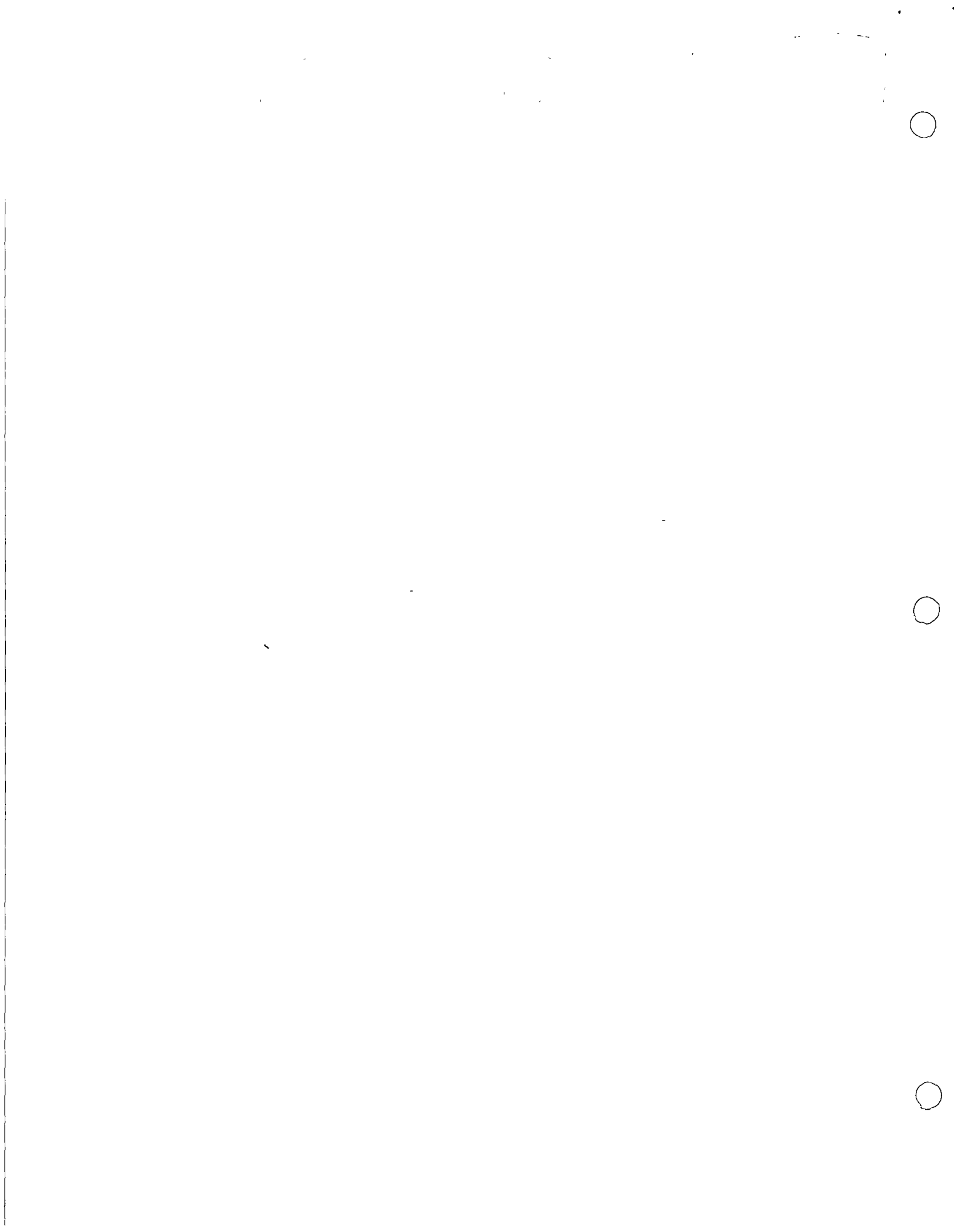
centro de educación continua  
división de estudios superiores  
facultad de ingeniería, unam



## ANALISIS Y DISEÑO DE TUBERIAS PARA PLANTAS INDUSTRIALES



Marzo 1977





# I ANALISIS DE FLEXIBILIDAD

## I.0 INTRODUCCION

Los sistemas de tuberías de plantas industriales como son las refinerías, petroquímicas, etc., constituyen una parte muy importante del equipo necesario para la realización del proceso químico, ya que en términos generales constituyen alrededor del 60% del total del equipo de una planta. Una etapa necesaria en el diseño de dichos sistemas de tubería lo constituye el análisis de flexibilidad en la determinación de las fuerzas y esfuerzos originados por los efectos de: expansión o contracción térmica, peso propio, presión interna o externa, viento, efectos sísmicos, vibraciones por excitación de equipos interconectados, condiciones de operación cíclica, etc.. Esta etapa ha adquirido cada vez mayor importancia debido principalmente al uso frecuente de temperaturas extremas, así como la tendencia a emplear equipos de mayor capacidad y tuberías delgadas de diámetros grandes; lo cual ha hecho necesario recurrir a métodos de análisis cada vez más refinados, que den mejor aproximación del comportamiento del sistema.

## I.1 DEFINICION DEL PROBLEMA

El objeto del análisis de flexibilidad de un sistema de tubería, es llegar a determinar un trazo o configuración tal, que no genere fuerzas o esfuerzos excesivos tanto a la propia tubería como al equipo interconectado, que puedan dar origen a una falla en el sistema que ponga en riesgo la seguridad

de la planta, con las consecuencias que esto implica.

El trazo de un sistema de tuberías puede llegar a optimizarse para darle flexibilidad suficiente a dicho sistema, ya que no es conveniente diseñar un sistema demasiado flexible, pues ello además de ser costoso por el exceso de material, incrementa las pérdidas de presión por cambios de dirección; lo cual en ocasiones puede llegar a alterar la calidad del producto obtenido en el proceso de la planta. Para efectuar tal optimización, se requiere llevar a cabo, un procedimiento iterativo, es decir, suponer un trazo preliminar, efectuar el análisis correspondiente, comparar los resultados obtenidos con las condiciones impuestas y en caso de no cumplirse, repetir el proceso hasta lograr dicho objetivo.

Es importante señalar que en muchos casos, el empleo de juntas de expansión resulta muy útil para lograr los propósitos anteriormente señalados; sobre todo cuando las condiciones del proceso y espacio son demasiado críticas, que no sea posible proporcionar flexibilidad modificando el trazo del sistema de tubería. Posteriormente se tratará con detalle esta parte.

Por otro lado, es importante indicar que una característica muy peculiar de los problemas de expansión o contracción térmica en contraste con otros problemas usuales de esfuerzo, es que el sobre-esfuerzo no se mejora aumentando el espesor de la tubería, ya que ello implica que el sistema se rigidice y se incrementen las fuerzas, haciendo más crítico el problema.

Es importante señalar que en un sistema de tuberías, el diametro está determinado por las condiciones de flujo, el espesor de la pared por la temperatura, presión, material y corrosión; y el material a su vez se selecciona de acuerdo a las condiciones de temperatura, corrosión y características del fluido que circula. Lo anterior implica que para mejorar la flexibilidad de un sistema de tubería, no es posible disminuir el diámetro; siendo ello también una particularidad de dichos sistemas de tubería.

Podemos establecer, que el análisis de flexibilidad consta de dos etapas; la primera incluye el cálculo de fuerzas, esfuerzos y desplazamientos para los diversos efectos, y en la segunda se comparan los elementos mecánicos y esfuerzos con los límites permisibles especificados por los códigos correspondientes, en caso de materiales o por los diversos fabricantes en caso de equipos.

Con respecto a un problema usual de análisis estructural, la determinación de reacciones y esfuerzos, incluye ciertas condiciones adicionales, siendo las más importantes las siguientes:

- 1) Existen componentes de tubería, tales como codos y cambios de dirección, que presentan un comportamiento en flexión, diferente al de los tramos rectos de tubería, el cual se refleja como un incremento en la flexibilidad, la cual viene acompañada por un factor de intensificación de esfuerzos. (Ver referencia No. 1)

2.- Los sistemas de tuberías no se comportan elásticamente a lo largo del tiempo, como resultado de un efecto de creep (a temperaturas elevadas) o cedencia local (en temperaturas ordinarias), lo cual se refleja en una redistribución de reacciones y fuerzas internas, tanto de las partes más esforzadas a las menos esforzadas, como de la condición de operación a la condición de instalación.

3.- Las condiciones de operación cíclica en las tuberías, que implican fatiga en el material, se convierten en un factor muy importante, especialmente cuando se presenta acompañado de efectos de corrosión y altas temperatura.

4.- Como se especificó anteriormente incrementar el espesor para tratar de disminuir esfuerzos, no resuelve nada, sino que por el contrario hace más rígido el sistema.

## 1.2 PROCESO GENERAL DE SOLUCION.

El análisis de flexibilidad de un sistema de tuberías, de dimensiones, configuración y material dados, sometido a un valor y número de ciclos de temperatura determinado, deben involucrar los siguientes pasos:

1.- Deben conocerse algunas propiedades físicas del material, tales como coeficiente de expansión, módulo de elasticidad, relación de Poisson, esfuerzo de cedencia o flujo plástico, límite de endurecimiento por deformación, esfuerzo de ruptura por creep, etc.

2.- Deben hacerse hipótesis respecto a las dimensiones, principalmente de las secciones transversales, ya que debido a tolerancias de fabricación e incertidumbre de los efectos de corrosión o erosión, hay que usar dimensiones nominales.

3.- Es necesario especificar las restricciones en los extremos aunque la práctica usual es considerar empotramientos en los equipos, debido principalmente a la falta de datos al respecto, aunque ello corresponde a un límite superior. Sin embargo, es necesario considerar realísticamente las expansiones o movimientos de los equipos interconectados e incluirlos en el análisis.

4.- Es preciso determinar la importancia de las diferentes formas de restricciones intermedias, tales como guías, apoyos direccionales o anclas ya que deben incluirse en el análisis. Las restricciones secundarias como fuerzas de fricción en los soportes o las inducidas por resortes, generalmente se desprecian, sin embargo esta práctica no debe extenderse a sistemas cuyo peso es grande en relación a su rigidez.

5.- Deberá seleccionarse un método de análisis de acuerdo a la importancia del sistema en estudio, éste puede ser analítico aproximado o exacto, gráfico con tablas, o por comparación con configuraciones analizadas con anterioridad. Cuando se utilicen métodos aproximados, es importante estimar la magnitud de los errores probables.

6.- Finalmente deberá hacerse la comparación con las fuerzas o esfuerzos permisibles especificados por los códigos de tubería y los datos proporcionados por los fabricantes de equipos.

Respecto a éste último punto se discutirá más adelante.

### 1.3 DATOS BÁSICOS PARA EL ANÁLISIS .

Para efectuar el análisis, es necesario que además del inventario de la tubería, se cuente cuando menos con la siguiente información:

Respecto a la Tubería:

- a) Identificación de la línea de acuerdo a la lista de tuberías de la planta.
- b) Temperatura y presión máxima de operación
- c) Diámetro nominal y espesor de la pared o reduta
- d) Clase de material: Número y grado ASTM.
- e) Espesor y tipo de aislamiento
- f) Contenido de la línea durante la operación
- g) Deberán mostrarse todas las componentes de la línea como: válvulas, bridas, reducciones, tees, etc. con dimensiones razonablemente aproximadas. No es necesario incluir ramales cuyo diámetro sea menor a la mitad del de la línea principal.
- h) Localización de la suportería o alguna estructura que pueda usarse para apoyar la tubería.
- i) Datos sobre operación de emergencia, operación cíclica, secado con vapor, conducción de gases letales, condiciones especiales.

Respecto al Equipo Interconectado :

- a) Desplazamientos diferenciales de la cimentación
- b) En el caso de cambiadores de color o recipientes horizontales, deberá especificarse la localización del apoyo fijo, respecto a la tubería conectada.
- c) Temperatura y presión de operación del cascarón
- d) Diámetro y distancia del  $\phi$  del equipo a las boguillas
- e) Material y espesor del cascarón
- f) En el caso de Recipientes Verticales o Reactores, la altura y tipo de faldón, perfil de temperaturas tanto transversal como longitudinalmente.
- g) Planos del fabricante con información dimensional, así como movimientos y fuerzas permisibles.

#### 1.4 CLASIFICACION DE LINEAS CRITICAS

Aún cuando se realicen simplificaciones e idealizaciones en el análisis de flexibilidad de un sistema de tuberías, este representa una cantidad considerable de trabajo y no será conveniente analizar todas las tuberías; por lo que será necesario hacer una clasificación de las líneas que conviene analizarse. La práctica usual que en general se sigue en el Departamento de Análisis de Esfuerzos de la Subdirección de Ingeniería de Proyecto del Instituto Mexicano del Petróleo, es la siguiente:

- 1.- Analizar todas las líneas de 4" y mayores que conecten a equipo rotatorio, tal como: bombas, compresores y turbinas.

- 2.- Todas las líneas de 4" y mayores con temperaturas mayores a los 500°F
- 3.- Líneas de servicios tóxicos o letales, que alguna fuga ponga en peligro la vida del personal así como de la planta.
- 4.- Todas aquellas líneas de las que se requieran las fuerzas y momentos para información de fabricantes de equipos.
- 5.- En general, aquellas líneas que no poseen el análisis aproximado efectuado por el supervisor de tubería.

## 15 REGLAS PRACTICAS PARA SOLUCIONES RAPIDAS A SISTEMAS DE TUBERIAS.

Las reglas que a continuación se mencionan forman parte de los estándares de ingeniería que utiliza una compañía norteamericana, para verificar la flexibilidad de trazos simples de sistemas de tuberías.

### OBJETIVO :

Proporcionar un método rápido y aceptable que pueda ser usado por los diseñadores de tubería, como una primera etapa en el análisis de flexibilidad de sistemas de tubería, ya que indican las longitudes mínimas de tramos de tubería para proporcionar un trazo con suficiente flexibilidad.

### LIMITACION DE LAS FORMULAS.

Las fórmulas que se presentan no deben considerarse suficientes para cálculos formales.

Se recomienda que se utilicen en general, para definir en forma gruesa la configuración de una tubería.



Estas reglas no sirven para calcular fuerzas o esfuerzos ni reacciones, pero se basan en propiedades de tuberías estándar y pueden aplicarse en tuberías de acero al carbono, acero inoxidable y otras aleaciones.

Será necesario aplicar factores de corrección (\*) cuando el espesor del tubo difiera del de los estándares, así como cuando (\*\*) existan movimientos de las anclas o apoyos, adicionales a la expansión o contracción de la pierna "L"

Corrección (\*), se usa una relación de momentos de inercia:

$$h_{\min} \text{ (corregido)} = \frac{I_{\text{tubo especificado}}}{I_{\text{tubo estándar}}} \times h_{\min} \text{ (de fórmula)}$$

Corrección (\*\*), se usa una relación de expansiones lineales:

$$h_{\min} \text{ (corregido)} = \frac{\Delta A + \Delta L}{\Delta L} \times h_{\min} \text{ (de fórmula)}$$

$\Delta A = \text{mov. del ancla}$   
 $\Delta L = \text{exp. pierna "L"}$

La mínima longitud "h" que se requiere para dar flexibilidad al trazo de tubería, deberá verificarse aplicando un factor de corrección "A" para temperatura de operación. La fórmula es:

$$h_{\min} = A \cdot D \quad (L \geq h)$$

donde:

D = diámetro exterior del tubo (in), redondeando al inmediato superior con aproximación de 0.5"

A = coeficiente de corrección a temperatura de operación en °F

Temp. op. °F	A
150	0.40
200	0.60
300	1.00
400	1.40
500	1.80
600	2.20
700	2.50
800	2.80
900	2.95
1000	3.15

Nomenclatura :

$h$  = longitud de la pierna mas corta, pies

$L$  = longitud de la pierna mayor, perpendicular a la pierna corta, pies

$D$  = diámetro exterior del tubo, pulgs, redondeando al inmediato superior, con aprox. de 0.5"

$T$  = incremento de temperatura, °F, de Instalación a Operación.

$A$  = coeficiente para pierna minima a la temperatura max de operación en °F

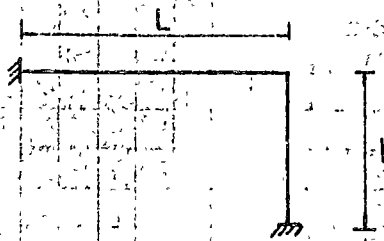
## FORMULAS PARA CONFIGURACIONES "L"

$$h_{\text{mín.}}^2 = 0.0025 D L T$$

$$h_{\text{mín.}} = A \times D$$

$$L_{\text{máx.}} = \frac{400 (h)^2}{D T}$$

Ejemplo : Calcular "h" para la siguiente configuración :



Tubo :  $\phi = 6''$  ;  $D = 6.625''$  (se usa  $7''$ ) ; Ced. 40  
 si  $L = 30'$  y  $Top. = 650^\circ F$

$$T = (650 - 70) = 580^\circ F$$

$$h_{nec.}^2 = 0.0025 \times 7 \times 30 \times 580 = 304.5 \quad ; \quad h_{nec.} = 17'-5''$$

Comparación con  $h_{min} = A \times D$

para  $T = 650$  ;  $A = 2.35$

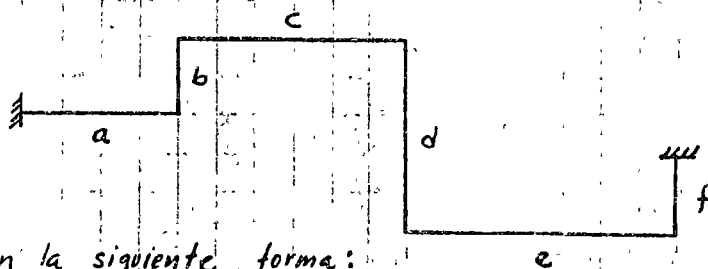
$$h_{min} = 2.35 \times 7 = 16.45' < h_{nec.}$$

Luego :

$$\underline{h = 17'-5''}$$

MODIFICACIONES DE LA FORMULA PARA CONFIGURACIONES EN "L"  
 PARA ADAPTARLA A CONFIGURACIONES MAS COMPLICADAS YA  
 SEA EN EL PLANO O EL ESPACIO .

EN EL PLANO :



Se procede en la siguiente forma:

a) Se determina la longitud en mayor de la línea a ángulos rectos entre anclas. A esa longitud se le llama "L"

$$a + c + e > b + d + f$$

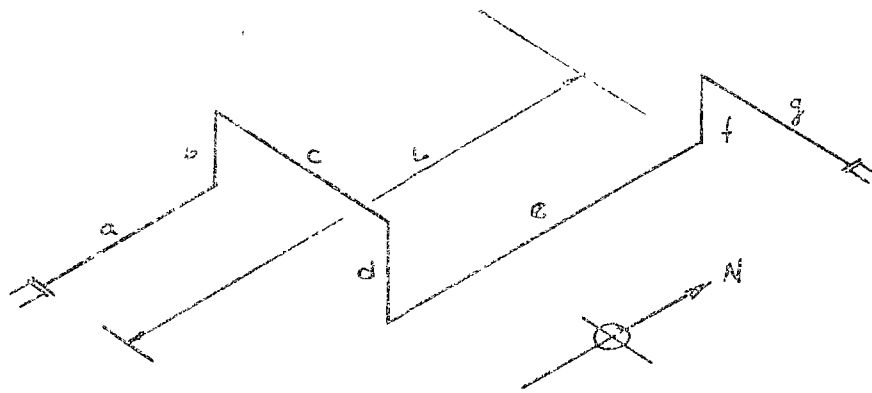
$$\therefore L = a + c + e$$

b) Se calcula  $h_{nec.}$  usando la fórmula para configuraciones "L"

c) Comparar  $h_{nec.}$  con  $\sqrt{b^2 + d^2 + f^2}$

si  $\sqrt{b^2 + d^2 + f^2} \geq h_{nec.}$  se considera que la línea tiene suficiente flexibilidad, de lo contrario habrá que modificar el trazo.

EN EL ESPACIO :



se procede en la forma siguiente :

a) Se determina la distancia entre anclas a ángulos rectos horizontal y verticalmente, así :

$$\begin{aligned} \text{Distancia N-S} &= a + e \\ \text{Distancia E-W} &= c + g \\ \text{Distancia vertical} &= b - d + f \end{aligned}$$

b) La distancia mayor se considera como "L", entonces, si :

$$(a + e) > (c + g) \quad ; \quad (a + e) > (b - d + f)$$

$$\therefore L = a + e$$

c) Calcular  $h_{nec.}$ , usando la fórmula para configuraciones "L"

si la suma de los tramos a ángulos rectos a la dirección "L" es mayor que  $h_{nec.}$ , se considera que la línea tiene la flexibilidad suficiente :

$$(b + c + d + f + g) \geq h_{nec.}$$

# FORMULAS PARA CONFIGURACIONES "Z"

Las fórmulas se resumen en:

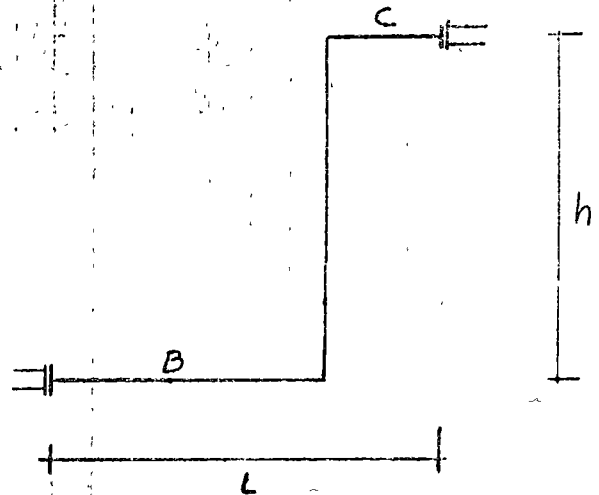
$$h_{nec.} = 0.05 \sqrt{DLT}$$

$$L_{m\acute{a}x} = \frac{400 (h)^2}{DT}$$

$$\frac{B}{C} \geq 4$$

$$L = B + C$$

$$h_{min} = A \times D$$



Ejemplo, determinar B y C para la siguiente tubería

$$\phi = 8'' ; D = 8.625'' = 9''$$

$$T_{op} = 300^{\circ}F ; T = 300 - 70 = 230^{\circ}F ; L = 30'$$

Solución:

$$h_{nec.} = 0.05 \sqrt{9 \times 30 \times 230} = 12.46'$$

$$h_{min} = 1.0 \times 9 = 9.0'$$

luego:

$$\underline{h = 12.46'}$$

ahora, si suponemos  $C = 5'$  ; se tiene  $B = 25'$

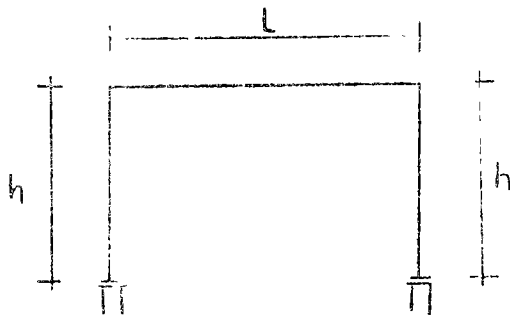
y  $B/C = 5 > 4 \Rightarrow$  que la proporción es satisfactoria para las restricciones impuestas.

# FORMULAS PARA CONFIGURACIONES "U"

Para configuraciones "U" con piernas de igual longitud ( $h$ )

$$h_{nec.} = 0.04 \sqrt{DLT} \quad , \quad L_{m\acute{a}x} = \frac{625(h)^2}{DT}$$

$$h_{min} = \frac{A \times D}{1.25}$$



Ejemplo: Encontrar " $h$ " para los siguientes datos:

$$\phi = 14'' \quad ; \quad D = 14''$$

$$T_{op.} = 470^{\circ}F \quad , \quad T = 470 - 70 = 400^{\circ}F$$

$$L = 30'$$

Solución:

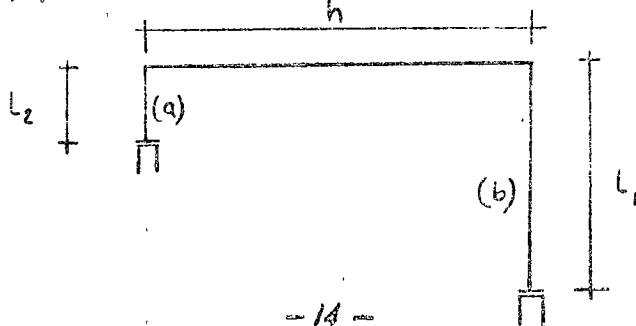
$$h_{nec.} = 0.04 \sqrt{14 \times 30 \times 400} = 16.4'$$

$$h_{min} = \frac{1.68 \times 14}{1.25} = 18.8' > 16.4'$$

resultando:

$$\underline{h = 18.8'}$$

Para Configuraciones "U" con piernas de diferente longitud. ( $L_1, L_2$ )



fórmulas :

$$h_{nec.} = 0.045 \sqrt{D(L_1 - L_2) T}$$

$$(L_1 - L_2)_{máx} = \frac{500(h)^2}{DT}$$

$$h_{min.} = (A \times D) - L_2$$

Si se conocen "h" y  $L_2$  y se desea encontrar  $L_1$ , se procede en la forma siguiente :

Se cambia "h" por L y  $L_1, L_2$  por las componentes de  $h_{nec.}$ . La fórmula resulta :

$$h_{nec.} = 0.05 \sqrt{DLT} \quad ; \quad h_{nec.} = \sqrt{a^2 + b^2}$$

El Código de tuberías ANSI B31.3 - 1973 (American National Standards Institute) establece en el párrafo 319.4.1 Sobre Requerimientos para Análisis que no es necesario un análisis formal de flexibilidad para aquellos sistemas de tuberías que satisfacen la siguiente fórmula :

$$\frac{DY}{(L-U)^2} \leq \frac{30 S_A}{E_a}$$

donde :

D = diámetro nominal de la tubería (en pulgadas.)  
Y = desplazamiento total resultante que será absorbido por el sistema de tubería (en pulgadas)

U = distancia en línea recta entre anclas (en pies)

L = Longitud de tubería entre anclas (en pies)

$S_A$  = rango de esfuerzos permisibles ( $lbs/in^2$ )

$E_a$  = módulo de elasticidad en frío correspondiente al material de la tubería.

En el caso de tuberías que conecten a bombas, turbinas o equipos delicados, se recomienda que aún cuando se cumplan los requerimientos anteriores, se realice un análisis exacto de la flexibilidad del sistema.

## 1.6 METODOS PARA ANALISIS DE FLEXIBILIDAD.

Los métodos para análisis de flexibilidad de sistemas de tuberías, son los métodos usuales de análisis estructural, es decir, el método de las fuerzas ó flexibilidades y el método de los desplazamientos ó rigideces (Ref. 2 y 3), los cuales se han planteado matricialmente con miras al uso de computadoras electrónicas. La particularidad en el caso de sistemas de tuberías con respecto a las estructuras usuales en ingeniería civil, es que intervienen diversos factores tales como: codos, tees, válvulas, bridas, con sus correspondientes factores de flexibilidad e intensificación de esfuerzos; así como juntas de expansión, resortes, amortiguadores etc. etc.; los cuales aunque no es difícil de considerar si resulta demasiado laborioso y por ello en aquellos casos que no justifican un análisis tan riguroso se recurre a métodos simplificados de análisis (Ref. 4 y 5)

Por lo que se refiere a los métodos simplificados, puede decirse que estos pueden clasificarse en cuatro categorías que son:



- 1) Métodos aproximados que únicamente consideran configuraciones simples de dos, tres o cuatro tramos rectos con extremos completamente fijos y no toman en cuenta los elementos curvos en los cambios de dirección. Generalmente las soluciones están dadas en forma de tablas y gráficas, y se utilizan como una primera aproximación sobre todo para dar idea respecto a la geometría o configuración de la tubería en la etapa inicial de diseño. (Ref. 6)
- 2) Métodos que no consideran codos y sirven para sistemas planos simples con dos extremos fijos; pero sin límite en el número de miembros; dentro de éstos está el método de distribución de momentos, el del centro elástico etc.
- 3) Métodos aplicables a configuraciones en el espacio con dos extremos fijos, que pueden o no considerar codos, por ejemplo, el método de coeficientes de forma (Ref. 4)
- 4) Métodos considerados como una extensión de los anteriores, en los cuales los elementos curvos, se consideran en forma indirecta al considerar una longitud virtual e introduciendo un factor de corrección. (Ref. 6)

A continuación se plantea el método de las flexibilidades y el método de las rigideces.

# METODO DE LAS FLEXIBILIDADES.

Este método es ampliamente conocido (Refs 2, 7, 8, 9), pero aplicado a sistemas de tuberías, presenta ciertas particularidades (Ref. 3), las cuales se irán mencionando al desarrollo y el planteamiento del método.

Como se sabe, todo método de análisis estructural, debe satisfacer dos condiciones fundamentales que son:

- 1.- EL EQUILIBRIO
- 2.- LA COMPATIBILIDAD o CONTINUIDAD.

El método de las flexibilidades se basa en escoger una solución que cumple o satisface el equilibrio y después se corrige para que cumpla con la compatibilidad. Las incógnitas en este método son precisamente las fuerzas que deben aplicarse para satisfacer la compatibilidad de desplazamientos.

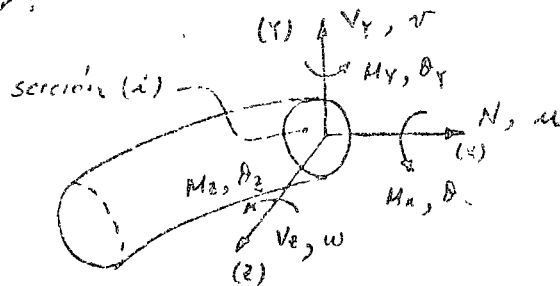
## CONCEPTOS BASICOS Y DEFINICIONES:

denotando:

$\bar{P}_i$  = vector de fuerzas generalizadas en el punto (i)

$\bar{d}_i$  = vector de desplazamientos generalizados en el punto (i)

es decir:



$$\bar{P}_i = \begin{bmatrix} N \\ V_1 \\ V_2 \\ M_x \\ M_y \\ M_z \end{bmatrix}_i ; \quad \bar{d}_i = \begin{bmatrix} u \\ v \\ w \\ \theta_x \\ \theta_y \\ \theta_z \end{bmatrix}_i$$

Denotando con  $H_{ji}$  la matriz de traslación de fuerzas del punto  $(i)$  al punto  $(j)$ , la cual incluye movimiento de cuerpo rígido y se determina a partir del equilibrio, es decir:

$$\bar{P}_j = H_{ji} \bar{P}_i \quad \text{--- (1)}$$

siendo:

$$H_{ji} = \begin{bmatrix} I_3 & \Delta_{ji} \\ \bar{0} & I_3 \end{bmatrix}$$

donde:

$$I_3 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \quad \bar{0} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}; \quad \Delta_{ji} = \begin{bmatrix} 0 & (z_j - z_i) & -(y_j - y_i) \\ -(z_j - z_i) & 0 & (x_j - x_i) \\ (y_j - y_i) & -(x_j - x_i) & 0 \end{bmatrix}$$

La ecuación (1) define la ley de transformación de fuerzas generalizadas al trasladar el sistema de referencia.

La ley de transformación para desplazamientos generalizados al trasladar el sistema de referencia, queda definida por el principio de contraenergía (Ref. 2), es decir:

$$\bar{d}_i = H_{ji}^T \bar{d}_j$$

$$\therefore \bar{d}_j = (H_{ji}^T)^{-1} \bar{d}_i = (H_{ji}^{-1})^T \bar{d}_i$$

Si en lugar de una traslación se efectúan dos en serie se tiene:

$$\bar{P}_j = H_{ji} \bar{P}_i$$

$$\bar{P}_k = H_{kj} \bar{P}_j = H_{kj} H_{ji} \bar{P}_i$$

ahora hacemos  $k = i$  resulta

$$\bar{P}_i = H_{ij} H_{ji} \bar{P}_i$$

esto implica que:

$$H_{ij} H_{ji} = I$$

lo cual indica que :

$$H_{ij} = H_{ji}^{-1} \quad , \quad H_{ji} = H_{ij}^{-1}$$

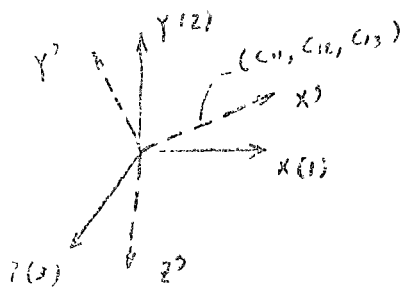
con lo cual :

$$H_{ij} = H_{ji}^{-1} = \begin{bmatrix} \bar{I}_3 & \Lambda_{ji} \\ \bar{O}_3 & I_3 \end{bmatrix} \quad ; \quad \Delta_{ij} = \Delta_{ji}^T = -\Delta_{ji}$$

$$H_{ji}^{-1} = \begin{bmatrix} \bar{I}_3 & \Delta_{ji}^T \\ \bar{O}_3 & I_3 \end{bmatrix}$$

lo cual indica que para invertir la matriz  $H$  solo basta con transponer la sub-matriz  $\Lambda$ .

Si aplicamos con  $(T)$  a la matriz de transformación del vector de ejes generalizados al girar el sistema de referencia, se establece :



$$\bar{P}_i' = T \bar{P}_i$$

donde :

$$T = \begin{bmatrix} R & | & \bar{O}_3 \\ \hline \bar{O}_3 & | & R \end{bmatrix}$$

$$\bar{O} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad ; \quad R = \begin{bmatrix} c_{11} & c_{12} & c_{13} \\ c_{21} & c_{22} & c_{23} \\ c_{31} & c_{32} & c_{33} \end{bmatrix}$$

donde :

$c_{ij}$  - coseno director del eje  $(i)$  con el eje  $(j)$

$$i = 1, 2, 3 \quad ; \quad j = 1, 2, 3$$

La matriz  $(T)$  tiene la propiedad de ser ortogonal, es decir :

$$T^T = T^{-1}$$

con lo que :

$$\bar{P}_i = T^T \bar{P}_i'$$

$$\bar{d}_i' = T \bar{d}_i$$

La transformación de fuerzas y desplazamientos generalizados cuando se tiene traslación y rotación combinadas son:

$$\bar{P}_j' = T H_{ji} \bar{P}_i$$

y es lo mismo transportar — girar que girar — transportar siempre y cuando la matriz  $H$  se construya en forma adecuada.

si denotamos:

$$A_{ji} = T H_{ji}$$

$$\bar{P}_j' = A_{ji} \bar{P}_i$$

$$\bar{d}_i = A_{ji}^T \bar{d}_j'$$

$$\bar{d}_j' = (A_{ji}^T)^T \bar{d}_i$$

### COEFICIENTES DE INFLUENCIA :

Se define "coeficiente de influencia" ( $f_{ij}$ ) para una estructura elástica, al desplazamiento generalizado en la dirección ( $i$ ) y en el punto ( $r$ ) al aplicar una acción unitaria generalizada en la dirección ( $j$ ) en otro punto ( $s$ ). Los coeficientes de influencia obtenidos de aplicar la acción unitaria en el mismo punto donde se desea el desplazamiento, se denominan coeficientes de flexibilidad.

de acuerdo con el principio de Maxwell - Betti se tiene que:

$$f_{ij} = f_{ji} \Rightarrow \text{simetría}$$

La relación entre fuerzas y desplazamientos considerando un comportamiento lineal, está dada por:

$$\bar{d}_i = f_{ij} \bar{P}_j$$

siendo precisamente  $f_{ij}$  la matriz de flexibilidades, que en el caso general es de orden  $6 \times 6$  y simétrica, y cuyos coeficientes quedan definidos por el principio del trabajo virtual, es decir:

es decir:

$$f_{ij} = \int_0^s \frac{n_i^x n_j^x}{EA} ds + \int_0^s \frac{n_i^y n_j^y}{GA_y} ds + \int_0^s \frac{r_i^2 r_j^2}{G A_2} ds +$$

$$+ \int_0^s \frac{n_i^x m_j^x}{G J_m} ds + \int_0^s \frac{m_i^y m_j^y}{E I_y} ds + \int_0^s \frac{m_i^z r_j^2}{E I_z} ds$$

donde:

$n_i, v_i, m_i$  Son los elementos mecánicos en una sección determinada por efecto de acciones unitarias virtuales aplicadas en el punto y dirección donde se desea conocer el desplazamiento.

$n_j, v_j, m_j$  Son  $r$  elementos mecánicos en una sección determinada por efecto de acciones unitarias reales que pueden o no coincidir con el punto y dirección del desplazamiento que se desea conocer.

$E$  - módulo de elasticidad

$G$  - módulo al cortante

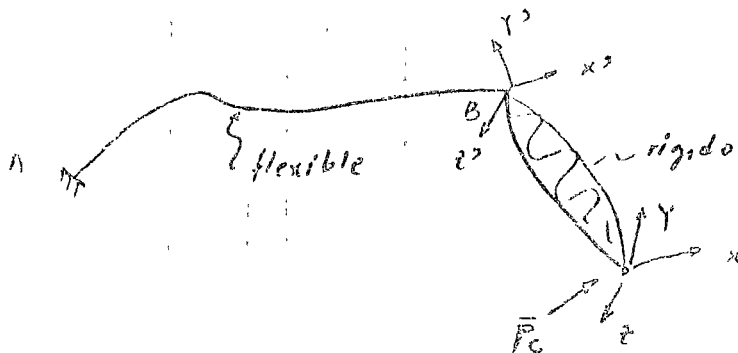
$A_1, A_2$  - áreas equivalentes para efectos de cortante

$I$  - momento de inercia

$J_m$  - momento polar de inercia modificado.

### TRANSFORMACION DE FLEXIBILIDADES.

Es usual denotar la matriz utilizando índices cartesianos y contra-variantes, en donde los primeros indican a donde está referida y los segundos el tramo considerado flexible. Así:



Por equilibrio:

$$\bar{P}_B = A_{BC} \bar{P}_C \quad \dots \dots \dots (2)$$

por definición:

$$\bar{d}_B = f_{BB}^{AB} \bar{P}_B \quad \dots \dots \dots (3)$$

con lo cual al substituir (2) en (3) se tiene:

$$\bar{d}_B = f_{BB}^{AB} A_{BC} \bar{P}_C = f_{BC}^{AB} \bar{P}_C$$

que es la flexibilidad referida a (B) cuando se aplican acciones en (C) y el tramo AB es flexible.

por otra parte, del principio de contra-gradiente:

$$\bar{d}_C = A_{BC}^T \bar{d}_B \quad \dots \dots \dots (4)$$

subst. (3) en (4)

$$\bar{d}_C = A_{BC}^T f_{BB}^{AB} \bar{P}_B = f_{CB}^{AB} \bar{P}_B$$

que es la matriz de flexibilidades referida a (C) cuando se aplican acciones en (B) y el tramo AB es flexible.

substituyendo (2) en (3) y (3) en (4) se obtiene:

$$\bar{d}_C = A_{BC}^T f_{BB}^{A-B} A_{BC} \bar{P}_C$$

pero

$$\bar{d}_C = f_{CC}^{AB} \bar{P}_C$$

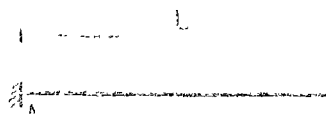
resultando:

$$f_{CC}^{AB} = A_{BC}^T f_{BB}^{A-B} A_{BC}$$

que es la ley de transformación de flexibilidades al cambiar el sistema de referencia.

## Matrices de Flexibilidad de diversos Elementos:

### Elementos rectos:

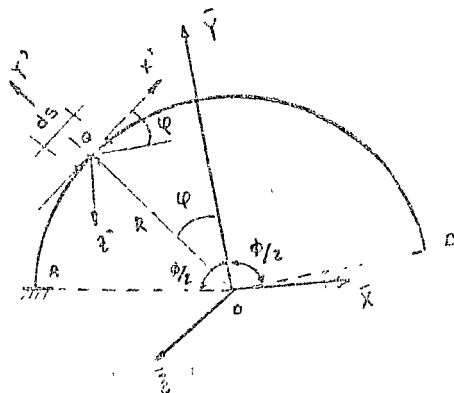


$$f_{AB}^{RB} = \begin{bmatrix} \frac{L}{GJ} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{L}{EI_Y} & 0 & 0 & 0 & -\frac{L^2}{2EI_Y} \\ 0 & 0 & \frac{L}{EI_Z} & 0 & \frac{L^2}{2EI_Z} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{L}{EA} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{L^2}{2EI_Z} & 0 & \frac{L^3}{3EI_Z} & 0 \\ 0 & -\frac{L^2}{2EI_Y} & 0 & 0 & 0 & \frac{L^3}{3EI_Y} \end{bmatrix} \Rightarrow \begin{bmatrix} M_x \\ M_y \\ M_z \\ N_x \\ V_y \\ V_z \end{bmatrix} = \bar{P}$$

Los despreciando las deformaciones por cortante.

### Elementos curvos:

Para obtener la matriz de flexibilidades de tramos curvos, se puede considerar que la curva esta formada por "tramos rectos" de longitud diferencial ( $ds$ ) y así al integrar obtener la matriz de flexibilidades de toda la curva deseada. Por ser las curvas circulares (codos) las que interesan en el caso de sistemas de tuberías, a ellas nos concentramos:



$$f_{AB}^{AB} = \int_A^B A_{\theta\theta}^T f_{\theta\theta}^{ds} A_{\theta\theta} ds$$



donde :

$f_{99}^{dc}$  es la matriz de flexibilidades del tramo recto diferencial referida a su centro elástico.

A matrices de transformación para giro y transporte.

## BARRAS TUBULARES :

Es importante señalar que en el caso de barras tubulares o tuberías de eje longitudinal recto, los resultados obtenidos de un análisis como viga pueden aceptarse sin incurrir en grandes errores, mientras que en el caso de tuberías de eje curvo (codos) los efectos de cascarrón son considerables y tiende a producirse un "ovalamiento" de la sección transversal que se refleja en una disminución del momento de inercia y en consecuencia en un incremento de las deformaciones (Refs. 1 y 4) y habrá que realizar ciertas modificaciones a la teoría para incluir en los cálculos dicho efecto. Usualmente este efecto se considera introduciendo al análisis como viga un factor de corrección a la flexibilidad.

El factor de flexibilidad que denotaremos con (K) es mayor que la unidad y en general, de acuerdo con los estudios analíticos realizados por el investigador Von Kármán (Ref. 4) los cuales fueron verificados posteriormente por diversos investigadores, se recomienda que dicho factor de intensificación de flexibilidad, se calcule utilizando las siguientes expresiones :

$$K = \frac{1.65}{h} \quad ; \quad h = \frac{t R}{r_m^2}$$

donde :


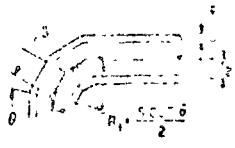
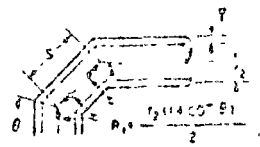
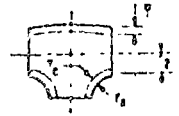


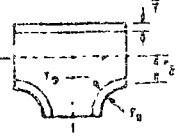

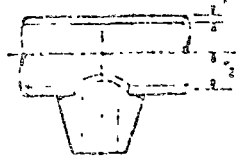
t = espesor de la pared del tubo.

R = radio de curvatura.

$r_m$  = radio medio de la sección del tubo.

El código de tuberías (ANSI B31.3-73) establece que también deberán usarse factores de intensificación de flexibilidades para otros aditamentos de tuberías, tales como: tees, codos mitrados etc. . vease pagina # 32 del ANSI.

Table 319.3.6 - Flexibility Factor  $k$  and Stress Intensification Factor  $i$

Description	Flexibility Factor $k$	Stress Int. Factor <sup>1,5</sup>		Flexibility Characteristic $i$	Sketch
		Outside $i_o$	Inside $i_i$		
Welding elbow <sup>1,2,3,6</sup> or pipe bend	$\frac{1.65}{k}$	$\frac{0.75}{h^{2/3}}$	$\frac{0.9}{h^{2/3}}$	$\frac{\bar{T} R_1}{(r_2)^2}$	
Closely spaced mitre bend <sup>1,2,5</sup> $S \leq r_2 (1 + \tan \theta)$	$\frac{1.52}{h^{2/3}}$	$\frac{0.75}{h^{2/3}}$	$\frac{0.5}{h^{2/3}}$	$\frac{\text{Cot } \theta}{2} \frac{\bar{T}_s}{(r_2)^2}$	
Spaced mitre bend <sup>1,2</sup> or widely spaced mitre bend $S \geq r_2 (1 + \tan \theta)$	$\frac{1.52}{h^{2/3}}$	$\frac{0.75}{h^{2/3}}$	$\frac{0.5}{h^{2/3}}$	$\frac{1 + \text{Cot } \theta}{2} \frac{\bar{T}}{r_2}$	
Welding tee <sup>1,2,6</sup> per ANSI B1.9 with $r_x \geq 1/8 D_{ob}$ $t_c \geq 2\sqrt{r_x}$	1	$\frac{0.9}{h^{2/3}}$	$3/4 i_o + 1/4$	$4.4 \frac{\bar{T}}{r_2}$	
Reinforced fabricated <sup>1,2,5</sup> tee with pad or saddle	1	$\frac{0.9}{h^{2/3}}$	$3/4 i_o + 1/4$	$\frac{(\bar{T} + 1/2 i_r)^{2/3}}{\bar{T}^{2/3} r_2}$	
Unreinforced <sup>1,2</sup> fabricated tee	1	$\frac{0.9}{h^{2/3}}$	$3/4 i_o + 1/4$	$\frac{\bar{T}}{r_2}$	
Extruded <sup>1,2</sup> welding tee	1	$\frac{0.9}{h^{2/3}}$	$3/4 i_o + 1/4$	$\left(1 + \frac{r_c}{r_2}\right) \frac{\bar{T}}{r_2}$	
Welded-in <sup>1,2,7</sup> contour insert	1	$\frac{0.9}{h^{2/3}}$	$3/4 i_o + 1/4$	$4.4 \frac{\bar{T}}{r_2}$	
Branch <sup>1,2,7</sup> welded-in fitting (intrinsically reinforced)	1	$\frac{0.9}{h^{2/3}}$	$3/4 i_o + 1/4$	$4 \frac{\bar{T}}{r_2}$	

Entonces, introduciendo el factor de intensificación de flexibilidad a la matriz de flexibilidades  $f_{00}^{ds}$  e integrando resulta:

$$\frac{f_{00}^{ds}}{EI} = \frac{R}{EI} \begin{bmatrix} 0.5(1.3\psi_1 + k\psi_2), & 0 & 0 & 0 & 0 & -2.6RS \\ 0 & 0.5(1.3\psi_2 + k\psi_1) & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & k\phi & 2RS & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 2RS & 0.5R^2k\psi_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0.5R^2k\psi_2 & 0 \\ -2.6RS & 0 & 0 & 0 & 0 & 1.3R\phi \end{bmatrix}$$

donde:

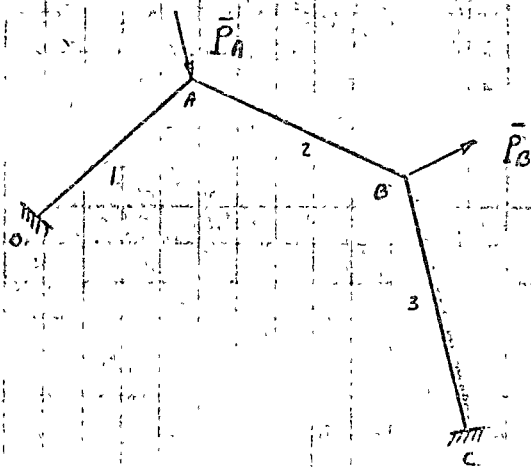
$$\psi_1 = (\phi + \text{sen } \phi)$$

$$\psi_2 = (\phi - \text{sen } \phi)$$

$$S = \text{sen } \phi/2$$

### PLANTEAMIENTO BASICO DEL METODO DE FLEXIBILIDADES. (Ref. 2)

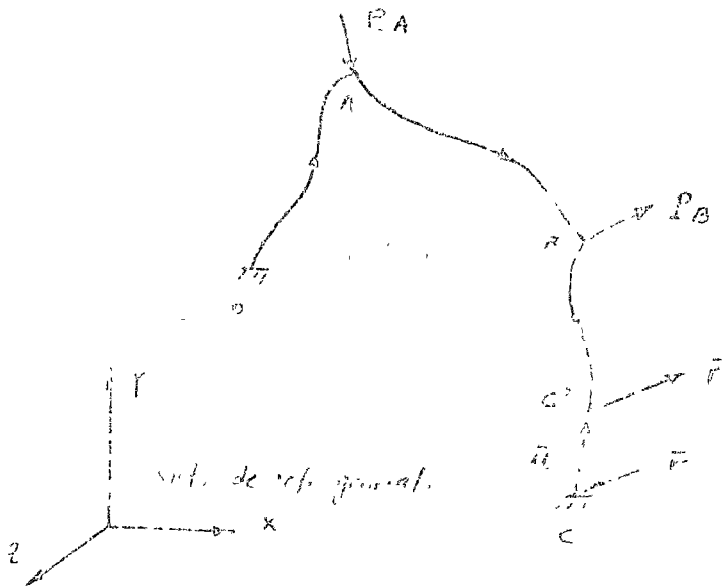
Consideremos la siguiente estructura estáticamente indeterminada.



Como lo usual es que las cargas estén aplicadas en los elementos y no en los nodos, es necesario convertir las a un sistema de cargas equivalentes, que sí estén aplicadas en los nodos; pues este es un requisito para el análisis matricial discreto en los extremos de los elementos.

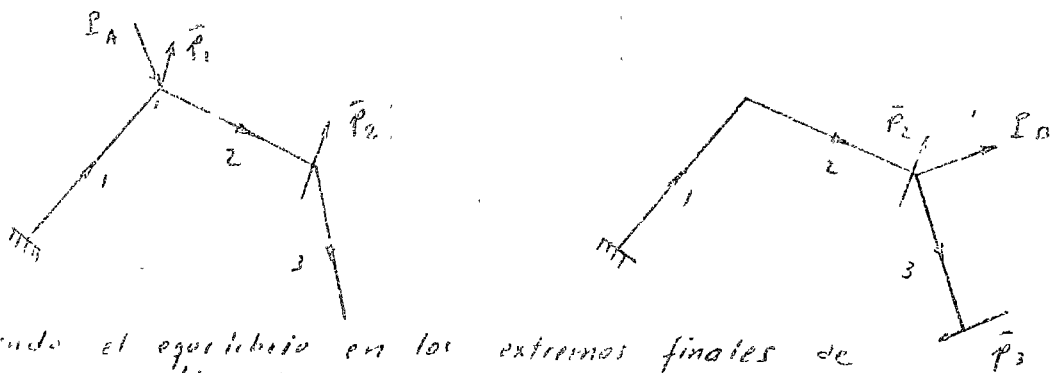
Se denota con  $\bar{P}_i$  al vector de fuerzas externas generalizadas aplicadas en los nodos y referidas a sistema general.

Si se prepara la siguiente estructura estáticamente determinada que se obtiene al liberar la estructura en el punto (C), y que satisface el equilibrio, se tiene:



donde el vector ( $\bar{r}$ ) denota las fuerzas redundantes generalizadas (INCÓGNITAS), que es necesario aplicar a la estructura estática mente determinada para satisfacer con la compatibilidad en el punto (C).

Las fuerzas internas generalizadas referidas a ejes particulares de las barras, que aparecen en los extremos finales por efecto del sistema de fuerzas que actúa en la estructura determinada, se denotarán como  $\bar{p}$



Estableciendo el equilibrio en los extremos finales de cada barra se tiene:



Con lo cual:

$$\begin{bmatrix} P \\ \bar{r} \end{bmatrix} = [C] [p]$$

$$[p] = [C]^{-1} \begin{bmatrix} P \\ \bar{r} \end{bmatrix}$$

manteniendo la matriz  $[C]$  y descomponiendo  $H_{13}^2 = H_2^2 H_3^2$  se tiene:

$$[P] = \begin{bmatrix} T_1 & | & T_1 H_2^2 & | & T_1 H_3^2 \\ \hline \bar{0} & | & T_2 & | & T_2 H_3^2 \\ \hline \bar{0} & | & \bar{0} & | & T_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P \\ \bar{r} \end{bmatrix}$$

$$[p] = [b_0 \mid b_1] \begin{bmatrix} P \\ \bar{r} \end{bmatrix} \quad \text{--- ec. (2)}$$

donde:

$b_0$  = matriz que proporciona las feas. internas en los miembros, por efecto de cargas unitarias aplicadas en los nodos de la estructura determinada.

$b_1$  = matriz que proporciona las feas. internas en los miembros, por efecto de fuerzas redundantes unitarias.

Por otra parte, las deformaciones de los elementos de la estructura quedan determinados por la siguiente ecuación matricial.

$$[e_m] = [f_m] [p] \quad \text{--- ec. (3)}$$

donde:

$e_m$  = matriz de distorsiones de los elementos

$f_m$  = es una matriz diagonal cuyos elementos, submatrices, son las matrices de flexibilidad de cada elemento.

Substituyendo la ec. (2) en la ec. (3) se obtiene :

$$[e_m] = [f_m] [b_0; b_1] \begin{bmatrix} P \\ r \end{bmatrix} \quad \text{--- (4)}$$

Si al vector de cargas  $\{P; r\}$ , corresponde el vector de desplazamientos  $\{d; u\}$ , de acuerdo con el principio de contra gradencia, se tendrá :

$$[e_m] = [c]^T \begin{bmatrix} d \\ u \end{bmatrix}$$

o bien :

$$\begin{bmatrix} d \\ u \end{bmatrix} = [c^{-1}]^T [e_m] \quad \text{--- (5)}$$

Substituyendo (4) en (5) resulta :

$$\begin{bmatrix} \bar{d} \\ \bar{u} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} b_0^T f_m b_0 & b_0^T f_m b_1 \\ b_1^T f_m b_0 & b_1^T f_m b_1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P \\ r \end{bmatrix}$$

denotando :

$$b_0^T f_m b_0 = D_{00}$$

$$b_0^T f_m b_1 = D_{01}$$

$$b_1^T f_m b_0 = D_{10}$$

$$b_1^T f_m b_1 = D_{11}$$

resulta :

resulta:

$$\begin{bmatrix} \bar{d} \\ \bar{u} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} D_{00} & D_{01} \\ D_{10} & D_{11} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P \\ r \end{bmatrix}$$

Ahora, por compatibilidad en la estructura sabemos que el desplazamiento relativo entre los puntos  $C'$  y  $C$  debe ser cero, es decir:

$$\bar{u} = \bar{0}$$

con lo cual:

$$\bar{0} = D_{10} P + D_{11} \bar{r} \quad \dots (6)$$

$$\bar{d} = D_{00} P + D_{01} \bar{r} \quad \dots (7)$$

Despejando las fuerzas redundantes en la ec. (6), resulta:

$$\bar{r} = -D_{11}^{-1} D_{10} P \quad \dots (8)$$

Obtenidas las fuerzas redundantes, la estructura queda resuelta, pudiendo calcular los desplazamientos de la misma aplicando la ec. (7)

Analizando la ec. (8) (Ref. 3) se concluye lo siguiente:

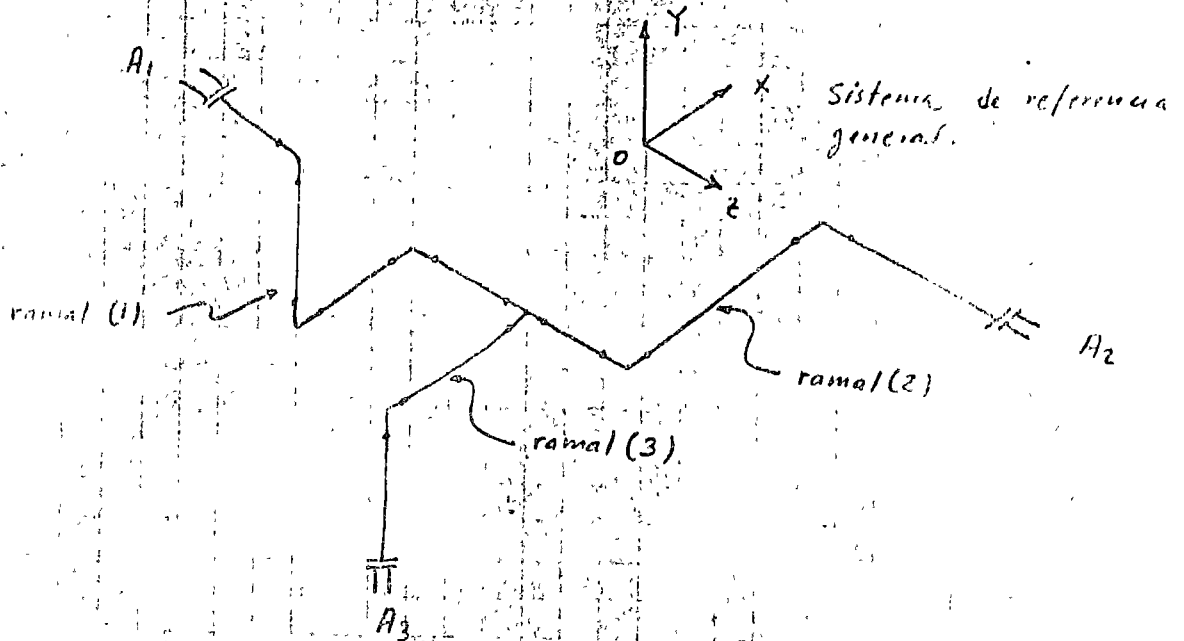
$D_{11}$  - representa la matriz de flexibilidades de toda la estructura referida a ejes generales.

$D_{10} P$  - representa los desplazamientos generalizados del punto  $C$  en la estructura determinada por efecto de las cargas externas, y que en caso de temperatura deberán adicionarse los desplazamientos por este efecto.

Es importante señalar que en sistemas de tuberías de plantas industriales, los efectos térmicos son tanto o más importantes que los de peso propio y que muchas veces son los que el general gobiernan su diseño.



Por ejemplo, consideremos la siguiente estructura formada por elementos rectos y curvos, la cual está anclada en las boquillas y sujeta a una temperatura constante ( $T$ )



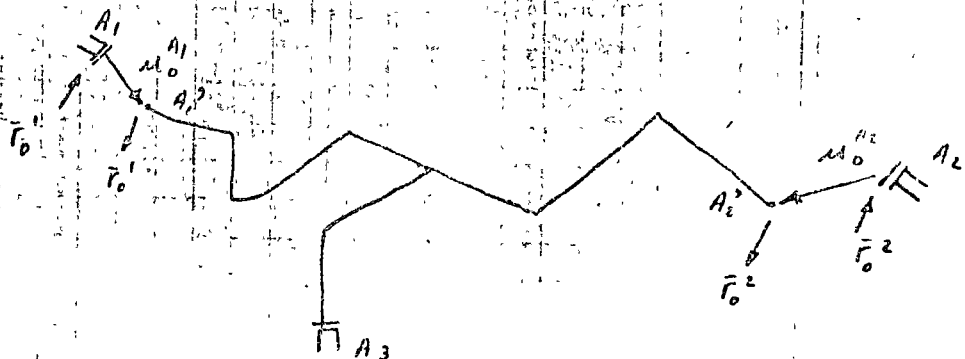
denotando:

$A_1, A_2, A_3$  - las anclas o extremos de la tubería

$f_{00}^1, f_{00}^2, f_{00}^3$  - las matrices de flexibilidad de cada ramal referidas a sistema general; y en las isales pueden considerarse las flexibilidades de los apoyos.

$D_1, D_2, D_3$  - son los vectores de desplazamientos generalizados de las anclas. Estos movimientos se deben al efecto de la expansión o contracción térmica del equipo de proceso interconectado.

Si consideramos como estructura primaria o estáticamente determinada, a la que se obtiene al eliminar las restricciones en ( $A_1$ ) y ( $A_2$ ) se tiene:



donde :

$\bar{u}_0^{A_1}, \bar{u}_0^{A_2}$  - representa los desplazamientos relativos entre  $A_1$  y  $A_2$ ,  $A_2$  y  $A_3$ ; los cuales quedan definidos por:

$$\bar{u}_0^{A_1} = d_0^{T_1} + D_0^1 + (A_{13}^{-1})_0^T D_0^3$$

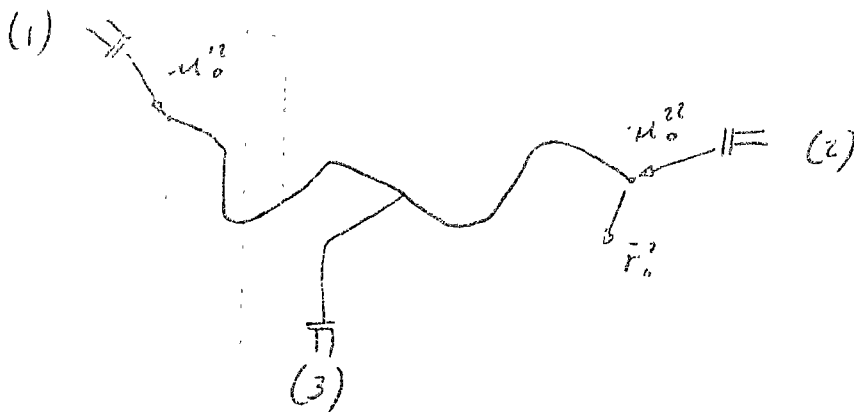
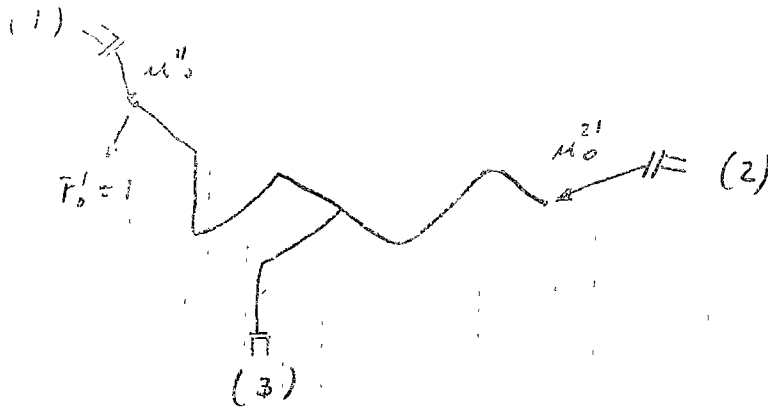
$$\bar{u}_0^{A_2} = d_0^{T_2} + D_0^1 + (A_{23}^{-1})_0^T D_0^3$$

en que :

$\bar{u}_0^{T_1}, \bar{u}_0^{T_2}$  - representa los desplazamientos generalizados de la estructura primaria, referidos a sistema general, por efecto de los efectos locales en la estructura.

$r_0^1, r_0^2$  - representa las fuerzas reducidas por generalizadas referidas a sistema general.

Si consideramos causa y efectos por separado :



Estableciendo compatibilidad de desplazamientos se obtiene:

$$M_0^{11} r_0^1 + M_0^{12} r_0^2 = M_0^{A_1}$$

$$M_0^{21} r_0^1 + M_0^{22} r_0^2 = M_0^{A_2}$$

siendo:

$$M_0^{11} = f_{00}^3 + f_{00}^1, \quad M_0^{12} = f_{00}^3$$

$$M_0^{21} = f_{00}^3, \quad M_0^{22} = f_{00}^3 + f_{00}^2$$

con lo cual matricialmente resulta:

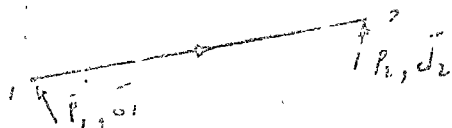
$$\begin{bmatrix} r_0^1 \\ r_0^2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f_{00}^3 + f_{00}^1 & f_{00}^3 \\ f_{00}^3 & f_{00}^3 + f_{00}^2 \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} M_0^{A_1} \\ M_0^{A_2} \end{bmatrix}$$

quedando así definidas las reacciones en las boquillas  $A_1$  y  $A_2$  las reacciones en  $A_3$  se obtienen por equilibrio estático.

Es importante hacer notar que el método de las flexibilidades es el más indicado cuando se estudia únicamente el efecto de temperatura, ya que requiere en general poca capacidad de memoria en la computadora y además los desplazamientos en estructura primaria son conocidos de antemano. Para efectos de peso propio, restricciones intermedias, resortes etc., puede aplicarse, pero en general no resulta sistemático para su programación en computadora y por ello en esos casos resulta conveniente utilizar el método de las rigideces que aunque en general requiere mayor capacidad en la computadora resulta más sistemático.

# METODO DE LAS RIGIDECES.

La relación entre fuerzas y desplazamientos entre extremos de una barra, está definida por la siguiente ecuación. (Ref. 2)



$$\bar{P}_1 = k_{11} \bar{d}_1 + k_{12} \bar{d}_2$$

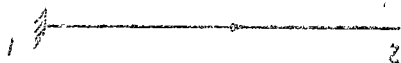
$$\bar{P}_2 = k_{21} \bar{d}_1 + k_{22} \bar{d}_2$$

o bien:

$$\begin{bmatrix} \bar{P}_1 \\ \bar{P}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} \\ k_{21} & k_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{d}_1 \\ \bar{d}_2 \end{bmatrix}$$

La matriz cuadrada, se denomina matriz de rigideces de la barra. Tiene incluido movimiento de cuerpo rígido, lo cual hace que sea singular.

Eliminando el movimiento de cuerpo rígido al fijar el extremo (1) resulta:



$$\bar{P}_2 = k_{22} \bar{d}_2$$

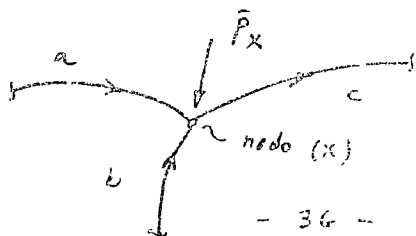
$$\bar{d}_2 = k_{22}^{-1} \bar{P}_2 = F_{22} \bar{P}_2 \quad ; \quad F_{22} = \text{matriz de flexibilidades}$$

luego:

$$F_{22} = k_{22}^{-1}$$

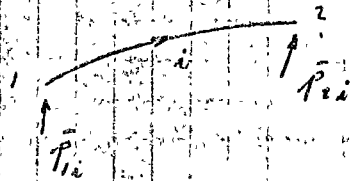
$$k_{22} = F_{22}^{-1}$$

Ahora consideremos un nodo cualquiera de una estructura articular:



denotando:

$\bar{P}_x$  - vector de fuerzas externas generalizadas



por equilibrio en el nodo:

$$\bar{P}_x = \bar{P}_{1a} + \bar{P}_{2a} + \bar{P}_{ic}$$

por compatibilidad:

$$\bar{d}_x = \bar{d}_{1a} = \bar{d}_{2a} = \bar{d}_{ic}$$

matricialmente:

$$\bar{P}_x = [I, I, I] \begin{bmatrix} \bar{P}_{1a} \\ \bar{P}_{2a} \\ \bar{P}_{ic} \end{bmatrix}$$

$$d_m = \begin{bmatrix} d_{1a} \\ d_{2a} \\ d_{ic} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} I \\ I \\ I \end{bmatrix} d_x$$

si denotamos:

$$[C] = [I, I, I]$$

$$\bar{P}_m = \begin{bmatrix} \bar{P}_{1a} \\ \bar{P}_{2a} \\ \bar{P}_{ic} \end{bmatrix}$$

entonces:

$$\bar{P}_x = C \bar{P}_m$$

$$d_m = C^T d_x$$

principio de contra gradiente

Estas relaciones definen las relaciones entre fuerzas internas y externas y desplazamientos del nodo y desplazamientos de las barras.

## ACOPLANAMIENTO DE LOS ELEMENTOS QUE FORMAN EL SISTEMA.

El acoplamiento de los diversos elementos de tubería (tramos rectos, codos, etc.) que forman el sistema, se realiza através de condiciones de equilibrio y compatibilidad, refiriendo de antemano a un sistema de referencia general.

Al realizar dicho acoplamiento se obtiene la relación entre fuerzas y desplazamientos de todo el sistema en términos de la matriz de rigideces;

$$\bar{P}_s = K_s \bar{d}_s$$

para evitar que la matriz  $K_s$  sea singular, deberán imponerse condiciones de frontera suficientes para eliminar el movimiento de cuerpo rígido.

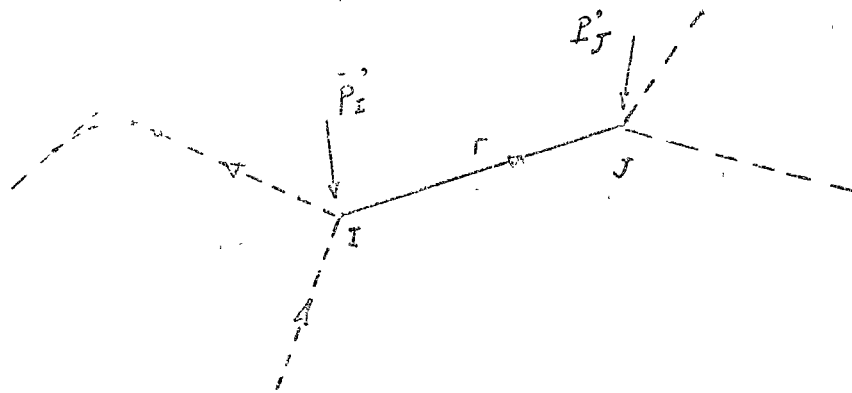
En la ecuación anterior, los incógnitas son los desplazamientos de los puntos nodales; los cuales quedan definidos por:

$$\bar{d}_s = K_s^{-1} \bar{P}_s$$

conocidos los desplazamientos nodales, pueden obtenerse las fuerzas internas de cada barra o elemento, através de su matriz de rigideces correspondiente.

Las reglas para efectuar el acoplamiento y obtener  $K_s$  son las siguientes:

Consideremos una barra cualquiera que forma parte del sistema de tubería:



Por compatibilidad:

$$d_{ir} = d_i$$

$$d_{jr} = d_j$$

Por equilibrio:

$$P_I = \bar{P}_{ir} + \text{Contribución de miembros que concurren al nodo I}$$

$$P_J = \bar{P}_{jr} + \text{Contribución de miembros que concurren a J}$$

Sabemos que para la barra "r" se satisface:

$$\bar{P}_{ir} = K_{11r} d_{ir} + K_{12r} d_{jr}$$

$$\bar{P}_{jr} = K_{21r} d_{ir} + K_{22r} d_{jr}$$

Con lo cual podemos escribir:

$$P_I = K_{11r} d_I + K_{12r} d_J + \text{Contribución de miembros en I}$$

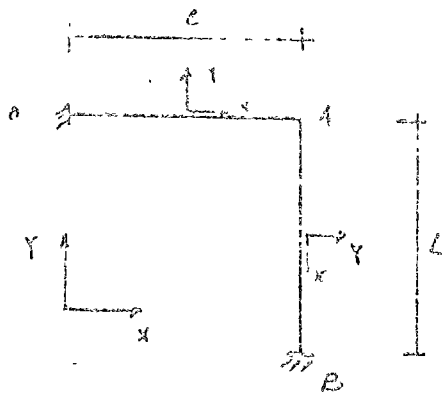
$$P_J = K_{21r} d_I + K_{22r} d_J + \text{Contribución de miembros en J}$$

entonces, la contribución del elemento "r" a la matriz de rigideces total del sistema queda definida en la siguiente forma:

$$K_s = \begin{matrix} & \text{columna I} & & \text{columna J} \\ \text{ renglon I} & \left[ \begin{array}{cc} K_{11r} & K_{12r} \\ K_{21r} & K_{22r} \end{array} \right] & & \\ \text{ renglon J} & & & \end{matrix}$$

En los términos de la diagonal se deben incluir las contribuciones de los otros elementos.

USAR EN "L" - PARA EFECTOS DE TEMPERATURA -



$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ Y & -X & 1 \end{bmatrix} ; \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & 0 \\ C_{21} & C_{22} & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$A = \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & 0 \\ C_{21} & C_{22} & 0 \\ Y & -X & 0 \end{bmatrix}$$

obtención de la matriz de flexibilidades:

$$F_{AA}^{0A} = \begin{bmatrix} \frac{1}{EA} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{L^3}{3EI} & \frac{L^2}{2EI} \\ 0 & \frac{L^2}{2EI} & \frac{L}{EI} \end{bmatrix} ; F_{BB}^{AB} = \begin{bmatrix} \frac{L}{EA} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{L^3}{3EI} & \frac{L^2}{2EI} \\ 0 & \frac{L^2}{2EI} & \frac{L}{EI} \end{bmatrix}$$

resultando:

$$F_{BB}^{0B} = A_{AB}^T F_{AA}^{0A} A_{AB} + A_{BB}^T F_{BB}^{AB} A_{BB}$$

$$A_{AB}^T F_{AA}^{0A} A_{AB} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & L \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \frac{1}{EA} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{L^3}{3EI} & \frac{L^2}{2EI} \\ 0 & \frac{L^2}{2EI} & \frac{L}{EI} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ L & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} \frac{L^3}{EI} & \frac{L^3}{2EI} & \frac{L^2}{EI} \\ \frac{L^2}{2EI} & \frac{L^2}{3EI} & \frac{L^2}{2EI} \\ \frac{L^2}{EI} & \frac{L^2}{2EI} & \frac{L}{EI} \end{bmatrix} = A_{AB}^T F_{AA}^{0A} A_{AB}$$

$$A_{BB}^T F_{BB}^{AB} A_{BB} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \frac{L}{EA} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{L^3}{3EI} & \frac{L^2}{2EI} \\ 0 & \frac{L^2}{2EI} & \frac{L}{EI} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 & -1 & 0 \\ 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} \frac{L^3}{3EI} & 0 & \frac{L^2}{2EI} \\ 0 & \frac{L}{EA} & 0 \\ \frac{L^2}{2EI} & 0 & \frac{L}{EI} \end{bmatrix} = A_{BB}^T F_{BB}^{AB} A_{BB}$$



Entonces:

$$F_{BB}^{OB} = \begin{bmatrix} \frac{4L^2}{3} & \frac{L^2}{2} & \frac{3L}{2} \\ \frac{L^2}{2} & \frac{L^2}{3} & \frac{L}{2} \\ \frac{3L}{2} & \frac{L}{2} & 2 \end{bmatrix} \frac{L}{EI}$$

$$\left( F_{BB}^{OB} \right)^{-1} = \begin{bmatrix} \frac{15}{2L^2} & -\frac{7}{2L^2} & -\frac{9}{2L} \\ -\frac{7}{2L^2} & \frac{15}{2L^2} & \frac{3}{2L} \\ -\frac{9}{2L} & \frac{3}{2L} & \frac{7}{2} \end{bmatrix} \frac{EI}{L}$$

Reacciones:

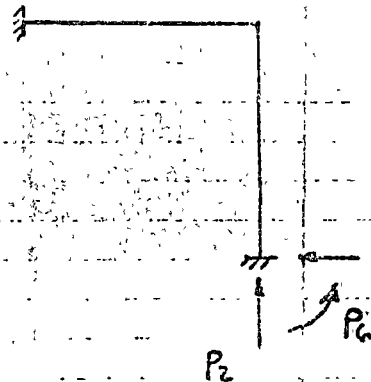
$$\bar{P}_B = - \left( F_{BB}^{OB} \right)^{-1} d$$

$$; \quad d = \begin{bmatrix} \epsilon L \\ \epsilon L \\ 0 \end{bmatrix}$$

para el caso de temperatura.

$$\begin{bmatrix} P_1 \\ P_2 \\ P_6 \end{bmatrix}_B = - \begin{bmatrix} \frac{15}{2L^2} & -\frac{7}{2L^2} & -\frac{9}{2L} \\ -\frac{7}{2L^2} & \frac{15}{2L^2} & \frac{3}{2L} \\ -\frac{9}{2L} & \frac{3}{2L} & \frac{7}{2} \end{bmatrix} \frac{EI}{L} \begin{bmatrix} \epsilon L \\ \epsilon L \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} P_1 \\ P_2 \\ P_6 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{12EI}{L^3} \\ \frac{12EI}{L^3} \\ \frac{6EI}{L^3} \end{bmatrix} \epsilon L$$



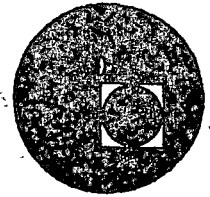
En este punto, es importante señalar que cuando se trabaja con altas TEMPERATURAS existe un comportamiento no lineal tanto en el material como geométrico (deformaciones grandes) (Referencia 10), y las aproximaciones de la teoría matricial lineal, solo pueden funcionar por incrementos.

#### REFERENCIAS:

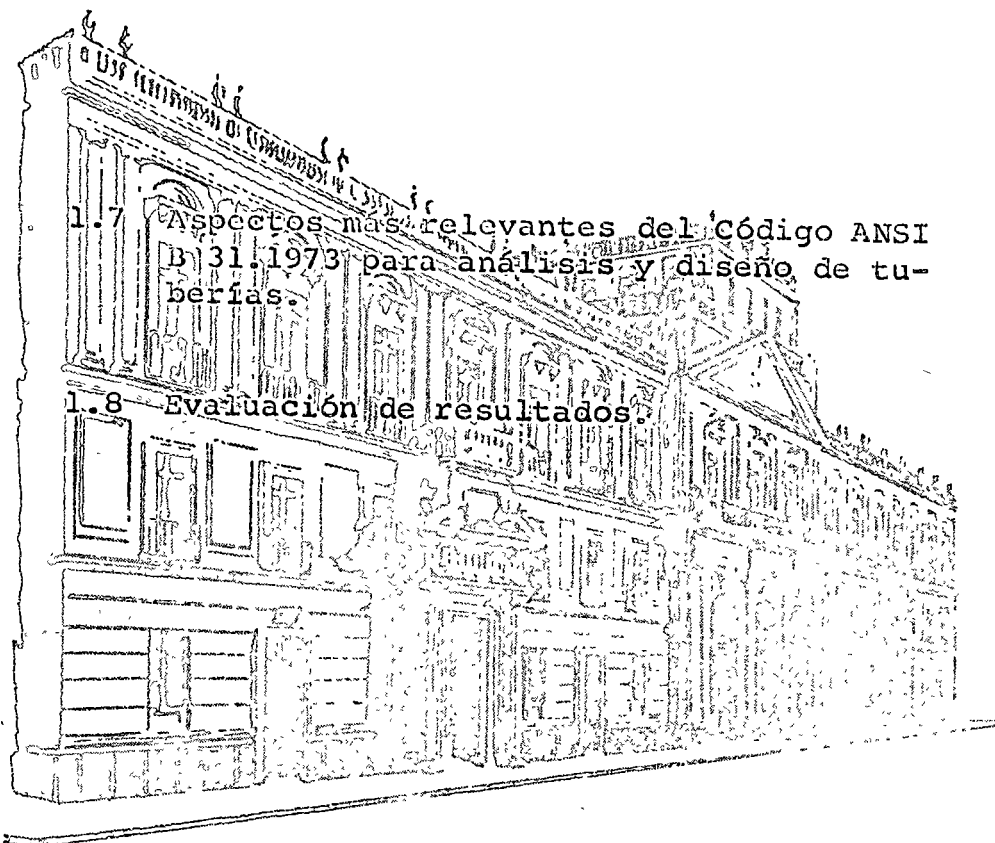
- (1) American National Standard Petroleum Refinery Piping - ANSI - B31.3 - 1973
- (2) Matrix Methods of Structural Analysis by R. K. Livesey, Pergamon Press, 1964
- (3) Análisis Matricial de estructuras con Miembros curvos, con aplicación a sistemas de tuberías de Plantas industriales. Tesis Profesional del Ing. Saúl de la Cruz Gamboa. Enero 1969
- (4) Design of Piping Systems The M. W. Kellogg Company
- (5) Thermal Stress in Piping Systems Parte I y II by W. E. Wilbur The Fluor Corporation, Ltd., Los Angeles March, 1953
- (6) Expansion and Flexibility Piping Engineering, Prepared by Tube Turns Research Staff, February 1950
- (7) Matrix Methods in Structural Analysis by Rubinstein.
- (8) Frame Analysis by Hall and Woodhead
- (9) Apuntes de Teoría de las Estructuras UNAM - 1965 - Dr. S. J. Fenves.
- (10) Análisis no lineal para "Altas Temperaturas en la determinación de esfuerzos en sistemas de tubería de plantas industriales. Ponencia V Congreso Nacional de Ingeniería Civil - México, Noviembre 1976. Ing. Saúl de la Cruz Gamboa Ing. Jorge López Ríos.



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



ANÁLISIS Y DISEÑO DE TUBERÍAS PARA PLANTAS INDUSTRIALES



ING. RAUL MENDOZA MATA

MARZO DE 1977.

# Chapter II

## DESIGN

### PART 1: CONDITIONS AND CRITERIA

#### 301 DESIGN CONDITIONS

##### 301.1 General

301 defines the temperatures, pressures, and various forces applicable to the design of piping systems. It also takes into account considerations that shall be given to ambient and mechanical influences and various loadings.

##### 301.2 Design Pressure

The design pressure shall be not less than the pressure at the most severe condition of coincident internal or external pressure and temperature expected in normal operation. (See 302.2.4.)

The most severe condition of coincident pressure and temperature is that combination which results in the greatest required thickness and the highest flange rating.

The maximum differences in pressure between the inside and outside of any piping component or between any two chambers of a combination unit shall be considered, including the unintentional loss of external or internal pressure.

##### 301.3 Design Temperature

The design temperature is the metal temperature representing the most severe condition of coincident pressure and temperature as explained in 301.2. The design temperature shall be determined as follows:

###### 301.3.1 Uninsulated Piping

(a) For fluid temperatures below 32 F, the metal temperature shall be taken as the fluid temperature.

(b) For fluid temperature 32 F and above, unless a lower average wall temperature is determined by test or heat transfer calculation, the metal temperature for uninsulated components shall be not less than the following values:

(1) threaded and welding end valves, pipe, lapped ends, welding fittings, and other components having wall thickness comparable to that of the pipe:

95 percent of the fluid temperature.

(2) flanged valves, flanged fittings, and flanges (except lap joint): 90 percent of the fluid temperature.

(3) lap joint flanges: 85 percent of the fluid temperature.

(4) bolting: 80 percent of the fluid temperature.

###### 301.3.2 Externally Insulated Piping

The fluid temperature shall be used unless calculations, previous tests, or service experience based on measurements support the use of other temperatures. Where piping is heated by tracing or jacketing, the effect of such heating shall be considered in the establishment of the design temperature.

###### 301.3.3 Internally Insulated Piping

The design metal temperature shall be based on heat transfer calculations or tests.

#### 301.4 Ambient Influences

##### 301.4.1 Cooling Effects on Pressure

The cooling of a gas or vapor in a piping component may reduce the pressure sufficiently to create an internal vacuum. In such a case, the piping component shall be capable of withstanding the external pressure at the lower temperature, or provision shall be made to break the vacuum.

##### 301.4.2 Fluid Expansion Effects

Provision shall be made in the design either to withstand or to relieve increased pressure caused by the heating of static fluid in a piping component.

#### 301.5 Dynamic Effects

##### 301.5.1 Impact

Impact forces caused by external or internal conditions (including hydraulic shock and liquid or solid slugging) shall be taken into account in the design of piping systems.

##### 301.5.2 Wind

The effect of wind loading shall be taken into account in the design of an exposed piping system as described in ANSI A58.1.

### 301.5.3 Earthquake

Piping systems located in regions where earthquakes are a factor shall be designed for horizontal forces as described in ANSI A58.1.

### 301.5.4 Vibration

Piping systems shall be designed, arranged, and supported so as to eliminate excessive and harmful effects of vibration which may arise from such sources as impact, pressure pulsation, resonance in compressors, and wind loads.

### 301.5.5 Discharge Reactions

Piping systems shall be designed, arranged and supported so as to withstand reaction forces due to let-down or discharge of fluids.

### 301.6 Weight Effects

The following weight effects, combined with loads and forces from other causes, shall be taken into account in the design of piping systems.

#### 301.6.1 Live Load

Live load consists of the weight of the medium transported or the medium used for test. Snow and ice loads shall be considered in localities where such conditions exist.

#### 301.6.2 Dead Loads

Dead loads consist of the weight of piping components, valves, strainers, insulation, and other superimposed permanent loads supported by the piping.

### 301.7 Thermal Expansion and Contraction Effects

The following thermal effects, combined with loads and forces from other causes, shall be taken into account in the design of piping systems:

#### 301.7.1 Thermal Loads Due to Restraints

These loads consist of thrusts and moments which arise when a piping system is prevented from free thermal expansion and contraction as the result of restraints or anchors.

#### 301.7.2 Loading Due to Temperature Gradients

These loads arise from stresses in pipe walls resulting from large rapid temperature changes or from unequal temperature changes or from unequal temperature distribution (such as those resulting from a high heat flux through a comparatively thick pipe).

#### 301.7.3 Loading Due to Difference in Expansion Characteristics

These loads result from differences in thermal expansion where materials with different thermal expansion coefficients are combined, as in bimetallic, lined, jacketed, or metallic-non-metallic piping.

### 301.8 Effects of Support, Anchor, and Terminal Movements

The effects of movements of piping supports, anchors, and connected equipment shall be taken into account in the design of piping systems. These movements may result from thermal expansion of equipment or supports, from settlement, from tidal movements, or from wind sway.

### 301.9 Reduced Ductility Effects

The harmful effects of reduced ductility shall be taken into account in the design of piping systems. The effects may result from welding or heat treatment procedures, or from low operating temperatures, including the chilling effect of sudden loss of pressure on highly volatile fluids.

## 302 DESIGN CRITERIA

### 302.1 General

This division pertains to pressure-temperature ratings, stress criteria, design allowances, and minimum design values, and formulates permissible variations of these factors as applied to design of piping systems.

### 302.2 Pressure-Temperature Design Criteria for Piping Components

#### 302.2.1 Components Having Specific Ratings

Pressure-temperature ratings for certain piping components have been established and are contained in some of the standards listed in Table 326.1. Except as modified in this division, these ratings are acceptable for design pressures and temperatures under this Code. Where established pressure-temperature ratings for a component do not extend to the temperature limits permitted by this Code, ratings beyond the range of the standard up to that limit may be determined in accordance with the rules of this Code.

#### 302.2.2 Components Not Having Specific Ratings

Some of the standards listed in Table 326, such as those for butt weld fittings, specify that components shall be furnished in nominal thickness, with strength to match pipe of comparable nominal thickness. Except as modified in this division, such components may be rated within the range of temperatures in the Allowable Stress Tables, Appendix A, for the same allowable pressures as seamless pipe of the same nominal thickness, as determined in 304.1 for material having the same allowable stress.

Piping components, such as pipe, for which allowable stresses have been developed in accordance with 302.3, but which are not covered by standards in Table 326 may be pressure rated by rules for pressure design in 304, within the range of tempera-

tures in the Allowable Stress Tables, Appendix A, modified as applicable by other provisions of this division.

### 302.2.3 Normal Operating Conditions

For normal operation, the design pressure and temperature shall not be greater than the pressure-temperature rating of the component. In the absence of such rating, the design pressure shall not result in stress exceeding the allowable stress for the material at the temperature.

### 302.2.4 Allowances for Variations from Normal Operating Conditions

Variations in the temperature or pressure, or both, from normal operating conditions are characteristic of certain services. If the duration of these variations is greater than permitted by (a) and (b) below, as in cyclic operations, the most severe combination of pressure and temperature shall be regarded as normal operation. (See 301.2.) If these variations are infrequent and of short duration, however, the pressure-temperature ratings or the allowable stresses of the piping components may be exceeded as indicated in (a) or (b) below. These allowances shall not be applied to: 1) materials whose allowable stresses exceed 2/3 of yield unless the allowable stress has been reduced as specified in Note 3 in 302.3.2(b), nor 2) cast iron or similar non-ductile materials.

(a) If the increased operating condition will not last more than 10 hours at any one time and will not total more than 100 hours per year, it is permissible to exceed the pressure rating or the allowable stress at the temperature existing in the increased operating condition by up to 33 percent.

(b) If the increased operating condition will not last more than 50 hours at any one time and will not total more than 500 hours per year, it is permissible to exceed the pressure rating or the allowable stress at the temperature existing in the increased operating condition by up to 20 percent.

### 302.2.5 Ratings at Junction of Different Service Conditions

When two services that operate at different pressure-temperature conditions are connected, the valve segregating the two services shall be rated for the more severe service condition. If the valve will operate at a reduced temperature due to its remoteness from a high temperature header or piece of equipment, this valve and its mating flanges may be rated at the reduced temperature provided the mating flanges (or the valve, if there are no flanges) can withstand the hydrostatic tests required on each side of the valve. Piping on either side of the

valve, however, shall be designed for the conditions of the service to which it is connected.

## 302.3 Allowable Stresses and Other Stress Limits

### 302.3.1 General

Appendix A contains allowable stresses ( $SE$ ) in tension for materials and design stresses ( $S'$ ) for bolting materials which shall be used in design calculations unless modified by other provisions of this Code. For materials not subject to a specified quality or joint factor ( $E$ ), the allowable stresses in Appendix A are numerically equal to basic allowable stresses ( $S$ ) determined in accordance with the bases stated in 302.3.2(b). For these materials the value of  $E$  is 1.00 and is not shown in the stress tables. For certain castings, a casting quality factor,  $E$ , is applied as defined in 302.3.3. For components containing longitudinal or spiral welds, a joint factor,  $E$ , is applied as defined in 302.3.4. For steels of structural grade, a quality factor,  $E$ , of 0.92 is applied. For bolting materials, the design stresses in Appendix A were determined in accordance with the bases stated in 302.3.2(a).

The tabulated allowable and design stresses are grouped by material and product form, and are listed for stated temperatures up to the limit provided for the material in 323.2.1. Straight line interpolation between temperatures is permissible. The temperature intended is the design temperature. (See 301.3.)

(a) *Shear and Bearing*: Allowable stresses in shear shall be 0.80 times the basic allowable stress in tension derived from tabulated values in Appendix A in accordance with Note 16. Allowable stress in bearing shall be 1.60 times the basic allowable stress in tension.

### 302.3.2 Bases for Allowable Stresses<sup>1</sup>

The bases for establishing design stress values for bolting materials and allowable stress values for other materials in this Code are as follows:

<sup>1</sup>These bases are the same as those of ASME Code Section VIII, Division 2 and in most cases, the values in Appendix A below the creep range are identical with corresponding values published in that Code. They have been adjusted, when necessary, for differences in Casting Quality Factors or Longitudinal Welded Joint Factors. At the time this edition of B31.3 was prepared, Section VIII, Division 2 values for the creep range had not yet been published. Accordingly, at temperatures above the range of the tables in Section VIII, Division 2, the values in Appendix A, in most cases, have been based upon values in ASME Code Section VIII, Division 1. For temperatures above the range where there are values in Section VIII, Division 1 and for material specifications which are listed in B31.3 but which are not listed in Section VIII, Division 2, values in Appendix A at 200°F and above are, in most cases, the same as the values which

(Continued on next page)

(a) *Bolting Materials:* Design stress values at temperature for bolting materials shall not exceed the lowest of the following:

(1) 1/4 of the specified minimum tensile strength at room temperature. (If the bolting material is heat treated, see Note 1.)

(2) 1/4 of the "tensile strength at temperature." (See Note 2.)

(3) 5/8 of the specified minimum yield strength at room temperature. (If the bolting material is heat treated, see Note 1.)

(4) 5/8 of the "yield strength at temperature." (See Note 2.)

(b) *Other Materials:*<sup>1</sup> Basic allowable stress values at temperature for materials other than bolting materials shall not exceed the lowest of the following:

(1) 1/3 of the specified minimum tensile strength at room temperature.

(2) 1/3 of the "tensile strength at temperature." (See Note 2.)

(3) 2/3 of the specified minimum yield strength at room temperature.

(4) 2/3 of the "yield strength at temperature" (see Note 2), except that for austenitic stainless steels and for certain of the nickel alloys, this factor may be as large as 90 percent (see Note 3) of the "yield strength at temperature" (but never more than 2/3 of the specified minimum yield strength at room temperature).

(5) 100 percent of the average stress for a creep rate of 0.01 percent per 1000 hours.

(6) 67 percent of the average stress for rupture at the end of 100,000 hours.

(7) 80 percent of the minimum stress for rupture at the end of 100,000 hours.

**Note 1:** For heat treated bolting materials the design stress shall be further limited to the lower of 1/5 of the specified minimum tensile strength at room temperature or 1/4 of the specified minimum yield strength at room temperature.

**Note 2:** For an unlisted material, the "tensile (or yield) strength at temperature" shall be

(Continued)

were in the 1966 edition of B31.3 for that material specification. When Section VIII, Division 2 values in the creep range are published and/or as elevated temperature mechanical property data on additional materials become available to the ANSI B31.3 Section Committee, addenda will be issued to complete the up-dating of the tables in Appendix A to these revised bases.

<sup>1</sup>Except cast and malleable iron.

derived by multiplying the average expected tensile (or yield) strength at temperature by the ratio of the specified minimum tensile (or yield) strength at room temperature to the average expected tensile (or yield) strength at room temperature.

**Note 3:** The use of these stress values (approaching 90 percent of yield strength at temperature, is not recommended for flanges of gasketed joints or other applications where slight amounts of deformation can cause leakage or malfunction. Where possibility of such deformation is present, an allowable stress value of either 75 percent of the allowable stress listed in Appendix A or 2/3 of expected yield strength value as published in ASME Section VIII, Division 2 should be used.

### 302.3.3 Casting Quality Factor, E

(a) *General:* The casting quality factors (E) defined herein shall be used for cast components not having pressure-temperature ratings established by standards listed in Table 326. Allowable stresses (SE) for cast materials listed in Appendix A contain appropriate factors, as noted.

(b) *Basic Quality Factors:* Static castings which conform to basic requirements of the material specification and have received a visual examination in accordance with MSS SP-55 shall be assigned a basic Casting Quality Factor, E, of 0.80. Centrifugal castings which conform to specification requirements only to the extent of chemical analysis, tensile, hydrostatic and flattening tests, and visual examination shall be assigned a basic Casting Quality Factor of 0.80.

(c) *Increased Quality Factors:* If all surfaces of a casting (static or centrifugal) are machined in accordance with Note 1 to Table 302.3.3C, the Casting Quality Factor may be increased by 0.05. Casting quality factors may also be increased when supplementary examinations are performed on each casting. Table 302.3.3C states the increased Casting Quality Factors (E) which may be used for various combinations of supplementary examination. Quality factors higher than those shown in Table 302.3.3C do not result from combining tests 2a and 2b, or 3a and 3b. In no case shall the quality factor exceed 1.00.

Several of the specifications listed in Appendix A require machining of all surfaces and/or one or more of these supplementary examinations. In such cases, the appropriate increased quality factor is shown in the stress table and has been incorporated in the tabulated allowable stresses for such materials.

Table 302.3.3C  
Increased Casting Quality Factors, E

Supplementary Examination in Accordance with Note	Factor, E
1	0.85
2a or 2b	0.85
3a or 3b	0.95
1 and 2 (a or b)	0.90
1 and 3 (a or b)	1.00
2 (a or b) and 3 (a or b)	1.00

Note 1: Machine all surfaces to a finish of 250 micro-inches arithmetic average roughness height per ANSI B46.1, thus increasing the effectiveness of surface examination.

Note 2a: Examine all surfaces of each casting (magnetic material only) by the magnetic particle method in accordance with ASTM E109 or E138. Judge acceptability in accordance with MSS SP-53, using reference photos in ASTM E125.

Note 2b: Examine all surfaces of each casting by the liquid penetrant method, in accordance with ASTM E165. Judge acceptability of flaws and weld repairs in accordance with Table 1 of MSS SP-53, using ASTM E125 as a reference for surface flaws.

Note 3a: Fully examine each casting ultrasonically in accordance with ASTM E114, accepting a casting only if there is no evidence of depth of defects in excess of 5 percent of wall thickness.

Note 3b: Fully radiograph each casting in accordance with ASTM E142. Judge in accordance with the stated acceptance levels in the following standards:

Table 302.3.3C (3b)

Matl or Alloy Examined	Applicable Standard	Acceptance Level (or Class)	Acceptable Discontinuities
Steel (to 1" wall)	ASTM E71	1	Types A, B, C
Steel (1" to 2")	ASTM E71	2	Types A, B, C
Steel (2"-4½")	ASTM E186	2	Categories A,B,C
Steel (4½"-12")	ASTM E280	2	Categories A,B,C
Aluminum & Magnesium	ASTM E155	-	Shown in ref. radiographs
Copper, Ni-Cu	ASTM E272	2	Codes A, Ba, Bb
Bronze	ASTM E310	2	Codes A and B

302.3.4 Weld Joint Factor, E

The joint factors, E, in Table 302.3.4 shall be used for all longitudinal or spiral welded joints in pressure-containing components. Allowable stresses (SE) for welded materials listed in Appendix A contain the appropriate factors as listed therein.

Table 302.3.4  
Longitudinal & Spiral Weld Joint Factors, E

Type of Joint	Factor "E"
1. Furnace Butt Weld	
a. Butt Weld	0.60
b. Lap Weld	0.75
2. Electric Resistance Weld & Electric Flash Weld	0.85
3. Arc or Gas Weld	
a. Spiral Weld, ASTM A211	0.75
b. Single butt weld, straight seam	0.80
c. Double butt weld, including multiple pass welds made in one operation, straight or spiral seam	0.85
d. Butt weld examined using spot radiography in accordance with 336.6.1	0.90
e. Butt weld examined using 100 percent radiography in accordance with 336.4.5(a)(2) and conforming with requirements of 327.4.3	1.00

302.3.5 Limits of Calculated Stresses Due to Sustained Loads and Displacement Strains

(a) Internal Pressure Stresses: Stresses due to internal pressure shall be considered safe when the wall thickness of the piping component, and its means of reinforcement (if any) meet the requirements of 304.

(b) External Pressure Stresses: Stresses due to external pressure shall be considered safe when the wall thickness of the piping component, and its means of stiffening, meet the requirements of 304.

(c) Longitudinal Stresses ( $S_L$ ): The sum of longitudinal stresses due to pressure, weight, and other sustained loadings ( $S_L$ ) shall not exceed  $S_L$  in d) below. Thickness of pipe used in calculating  $S_L$  shall not include allowances covered in 302.4.

(d) Allowable Stress Range for Displacement Stresses ( $S_A$ ): The allowable stress range (see 319.2.3) for displacement stress  $S_L$  (see 319.4.4) shall be:

$$S_A = f(1.25 S_c + 0.25 S_t) \dots \dots \dots (1)$$



In the above equation:

$S_c$  = Basic allowable stress for the material at minimum metal temperature expected during the displacement cycle under analysis, psi. (See Note 16 of Appendix A.) (See also 302.2.4 and 302.3.)

$S_h$  = Basic allowable stress for the material at maximum metal temperature expected during the displacement cycle under analysis, psi. (See Note 16 of Appendix A.) (See also 302.2.4 and 302.3.)

= Stress range reduction factor for cyclic conditions<sup>1</sup> for total number of full temperature cycles<sup>2</sup> over expected life (from Table 302.3.5).

By expected life is meant total number of years during which system is expected to be in active operation.

When  $S_h$  is greater than  $S_L$ , the difference between them may be added to the term  $0.25 S_h$  in Equation 1. In that case, the allowable stress range is:

$$S_A = f[1.25(S_c + S_h) - S_L] \dots \dots \dots (2)$$

**302.3.6 Limits of calculated Stresses Due to Occasional Loads**

(a) *Operation:* The sum of the longitudinal stresses due to pressure, weight, and other sustained loadings ( $S_T$ ) and of the stresses produced by occasional loads such as wind or earthquake may be as much as 1.33 times the allowable stress given in Appendix A, except for those materials where allowable stress values exceed 2/3 of yield strengths unless the allowable stress value has been reduced as specified in Note 3 in 302.3.2(b). Wind and earthquake forces need not be considered as acting concurrently.

(b) *Test:* Stresses due to test conditions are not subject to the limitations in 302.3. It is not necessary to consider other occasional loads, such as wind and earthquake, as occurring concurrently with test loads.

Table 302.3.5  
 Stress-Range Reduction Factors (f)

Cycles (N)	f
7,000 and less	1.0
7,000 to 14,000	0.9
14,000 to 22,000	0.8
22,000 to 45,000	0.7
45,000 to 100,000	0.6
Over 100,000	0.5

<sup>1</sup>Applies to essentially non-corroded piping. Corrosion can sharply decrease cyclic life, therefore, corrosion resistant materials should be used where a large number of major stress cycles is anticipated.

<sup>2</sup>If the range of temperature change varies, equivalent full temperature cycles, N, may be computed from the equation:  $N = N_f + r_1^2 N_1 + r_2^2 N_2 \dots r_n^2 N_n$ .

where:

$N_f$  = number of cycles of full temperature change,  $\Delta T_f$ , for which displacement stress,  $S_f$ , has been calculated.

$N_1, N_2, \dots, N_n$  = number of cycles of lesser temperature change  $\Delta T_1, \Delta T_2, \dots, \Delta T_n$ .

$r_1, r_2, \dots, r_n$  =  $\Delta T_f / \Delta T_1, \Delta T_f / \Delta T_2, \dots, \Delta T_f / \Delta T_n$  = ratios of any lesser temperature cycle to that for which  $S_f$  has been calculated.

**302.4 Allowances**

In determining the minimum required thickness of a piping component, allowances shall be included for the corrosion, erosion and thread depth or groove depth. See definition for "e" in 304.1.1(b).

**302.4.1 Mechanical Strength**

When necessary, the pipe wall thickness shall be increased to prevent overstress, damage, collapse, or buckling due to super-imposed loads from supports, ice formation, backfill, or other causes. Where increasing the thickness would cause excessive local stresses or is otherwise impracticable, the required strength may be obtained through additional supports, braces, or other means without an increased wall thickness.

Particular consideration should be given to the mechanical strength of small pipe connections to piping or equipment. [304.2.3(i)]

**PART 2: PRESSURE DESIGN OF PIPING  
 COMPONENTS**

**303 GENERAL**

Components manufactured in accordance with the standards listed in Table 326.1 shall be considered suitable for use at the pressure-temperature ratings in accordance with 302.2. The rules in 304 usually are for the pressure design of components not covered in 302.2 but may be used for a more rigorous or special design of components covered in 302.2. The designs shall be checked for adequacy of mechanical strength under applicable loadings as given in 301.

**304 PRESSURE DESIGN OF COMPONENTS**

**304.1 Straight Pipe**

**304.1.1 General**

(a) The required thickness of straight sections of pipe shall be determined in accordance with Equation 3.

$$t_m = t + c \dots \dots \dots (3)$$

The minimum thickness for the pipe selected, considering manufacturer's minus tolerance, shall not be less than  $t_m$ .

(b) The notations described below are used in the equations for pressure design of straight pipe.

$t_m$  = minimum required thickness in inches, including mechanical, corrosion, and erosion allowances.

$t$  = pressure design thickness in inches as calculated in 304.1.2 for internal pressure, or in accordance with the procedure listed in 304.1.3 for external pressure, inches.

$c$  = the sum in inches of the mechanical allowances (thread depth or groove depth) plus corrosion and erosion allowances. For threaded components, the nominal thread depth shall apply. For machined surfaces or grooves, where the tolerance is not specified, the tolerance shall be assumed to be 0.02 inch in addition to the specified depth of the cut.

$d$  = the design inside diameter of the pipe, inches. This diameter is the largest inside diameter which will be allowed to remain in service. This is after all allowances for corrosion or erosion, manufacturer's tolerance, and any allowance required for the depth of internal threads or grooves have been removed from the pipe.

$P$  = internal design pressure, psig, (see 301.2)

$P_e$  = external design pressure, psig (see 301.2)

$D_o$  = outside diameter of pipe, inches

$SE$  = allowable stress, psi, Appendix A. (See also 302.3 and 302.2.4)

$S$  = basic allowable stress for materials excluding quality or joint factors.

$E$  = joint efficiency or quality factor. Applied to  $S$  as required. (See 302.3.3 and 302.3.4)

$Y$  = coefficient having values as given in Table 304.1.1 for materials indicated.

**Table 304.1.1  
 Values of Coefficient Y**

Temperature Degrees F	900 & below	950	1000	1050	1100	1150 & above
Ferritic Steels	0.4	0.5	0.7	0.7	0.7	0.7
Austenitic Steels	0.4	0.4	0.4	0.4	0.5	0.7
Cast Iron	0.0	-	-	-	-	-
Non-Ferrous Metals	0.4	-	-	-	-	-

**304.1.2 Straight Pipe Under Internal Pressure**

(a) For metallic pipe, the internal pressure design thickness ( $t$ ) shall be not less than calculated by the following Equation 4, if  $t$  is less than  $D_o/4$ :

$$t = \frac{PD_o}{2(SE + PY)} \text{ or } t = \frac{Pd}{2(SE + PY - P)} \dots \dots \dots (4)$$

NOTE: The following equations are more conservative than Equation 4 but may be used instead:

1) Barlow Equation:

$$t = \frac{PD_o}{2SE} \text{ or } t = \frac{Pd}{2(SE - P)}$$

2) Lamé Equation:

$$t = \frac{D_o}{2} \left( 1 - \sqrt{\frac{SE - P}{SE + P}} \right)$$

(b) Pipe with  $t$  equal to or greater than  $D_o/4$ , or  $P/SE$  greater than 0.6, requires special consideration, taking into account design and material factors such as theory of failure, fatigue, and thermal stresses.

**304.1.3 Straight Pipe Under External Pressure**

The pressure design thickness,  $t$ , for straight pipe

Under external pressure shall be determined in accordance with paragraph UG-28 of Section VIII, Division 1, of the ASME Boiler and Pressure Vessel Code.

#### 304.1.4 *Stiffener Rings for Pipe Under External Pressure*

Where the use of stiffeners is indicated, the design shall be in accord with paragraph UG-29 and UG-30 of Section VIII, Division 1, of the ASME Boiler and Pressure Vessel Code.

### 304.2 Curved and Mitered Segments of Pipe

#### 304.2.1 *Pipe Bends*

The minimum required thickness of a pipe bend, after bending, shall be determined as for straight pipe in accordance with 304.1. Bends shall meet the flattening limitations of 309.1; otherwise, the design requirements of 304.7 shall apply.

#### 304.2.2 *Elbows*

Manufactured elbows not covered by 302.2 shall meet the requirements of 304.7.

#### 304.2.3 *Miter Bends*

The thickness of a segment of a miter bend shall be determined in accordance with 304.1. The required thickness thus determined does not allow for the discontinuity stresses which exist at the junction between segments. The discontinuity stresses are reduced for a given miter bend as the number of segments is increased. These stresses may be neglected for miter bends in nonflammable, nontoxic, noncyclic services at pressures of 100 psig and under. Miter bends to be used in other services or at higher pressures shall meet the requirements of 304.7.

### 304.3 Branch Connections

#### 304.3.1 *General*

This subdivision gives rules governing the design of branch connections made using methods listed in (a) through (e) below. Subject to limitations in Parts 3 and 4 of this Chapter and fabrication requirements in Chapter V, they are suitable for internal and external design pressure as defined in 301.2, where the angle between the axes of the branch and of the run is between 45 and 90 degrees.

Acceptable methods for making branch connections include:

(a) Use of fittings (tees, extruded outlets, laterals, crosses).

(b) Use of welding outlet fittings, including cast or forged nozzles, couplings not over 3 inches pipe size, and adapters or similar items having butt-welding, socket-welding, threaded, or flanged ends for attachment of the branch pipe to the run pipe.

(c) Welding the branch pipe directly to the run pipe, with or without reinforcement, as shown in details of branch connections in Chapter V. [See also (d) below]

(d) Attaching the branch pipe directly to the run pipe by socket welding, where:

(1) the branch is normal to the run pipe; and

(2) the nominal size of the branch does not exceed 2 inches or one-fourth the nominal size of the run whichever is less; and,

(3) the depth of the socket in the run is at least  $3/8$  in. deep with a minimum shoulder of  $1/16$  in. between the bottom of the socket and the inside diameter of the run pipe. (Weld metal may be deposited on the run pipe to provide the required socket depth and to provide any reinforcement required by 304.3.3); and,

(4) the size of the fillet weld is not less than 1.25 times the nominal branch wall thickness; and

(5) the branch connection is to be used only in nonflammable, nontoxic service below 150 psig and 400 F.

(e) Threading the branch pipe directly to the run pipe, where:

(1) the branch is normal to the run pipe; and

(2) the nominal size of the branch does not exceed 2 inches or one-fourth the nominal size of the run, whichever is less; and,

(3) minimum thread engagement is 6 full threads for  $1/2$  in. and  $3/4$  in. branches, 7 for 1 in. and  $1\frac{1}{2}$  in. branches, and 8 for 2 in. branches; (weld metal may be deposited on the run pipe to provide sufficient thickness for the required thread engagement and to provide any reinforcement required by 304.3.3); and

(4) the line is to be used only in nonflammable and nontoxic services below 150 psig and 400 F.

Such threaded connections must be checked for adequacy of reinforcement in accordance with the rules in 304.3.3, and in interpreting 304.3.3 for branches threaded directly into the run pipe, no part of the branch pipe may be counted in calculating the reinforcement area. The value of  $d$  shall be taken as the nominal outside diameter of the branch pipe and equals  $D_{ob}$ .

#### 304.3.2 *Strength of Branch Connections*

A pipe having a branch connection is weakened by the opening that must be made in it, and unless the wall thickness of the pipe is sufficiently in excess of that required to sustain the pressure, it is necessary to provide reinforcement. The amount of reinforcement required to sustain the pressure shall be determined in accordance with 304.3.3.

There are, however, certain branch connections which have adequate strength or reinforcement as constructed. It may be assumed without calculation that a branch connection has adequate strength to sustain the internal and external pressure which will be applied to it if:

(a) The branch connection utilizes a fitting (a tee, lateral, or cross) in accordance with 302.2.1 or 302.2.2. A fitting made in accordance with a listed standard under which fittings are furnished to nominal pipe thickness shall have at least the thickness required for seamless pipe in the same service.

(b) The branch connection is made by welding a threaded or socket-welding coupling or half coupling directly to the run pipe, using an appropriate type of minimum size weld (see Chapter V) and the size of the branch does not exceed 2 inches pipe size nor one-fourth the nominal diameter of the run. The minimum wall thickness of the coupling anywhere in the reinforcement zone (if threads are in zone, wall is from root of thread to minimum O.D.) shall be not less than that of the unthreaded branch pipe. In no case shall a coupling or half coupling have a rating less than 3000 lb.

(c) The branch connection is made by welding an integrally reinforced branch connection fitting (having a threaded, socket, or butt-weld outlet) to the main pipe, provided the fitting is made from materials listed in Appendix A, and provided it has been demonstrated by full-scale internal pressure tests or other means described in 304.7 that the welded-in branch fitting is at least as strong as the main or branch pipes.

### 304.3.3 Reinforcement of Welded and Extruded Connections

Additional reinforcement is required when it is not provided inherently in the components of the branch connection. This paragraph gives rules governing the pressure design of such branch connections for cases where the angle between the axes of the branch and of the run is between 45 and 90 degrees, inclusive.

(a) *Notation.* The notations described below are used in the pressure design of welded branch connections. The notations are illustrated in Fig. 304.3.3A. Note the use of subscripts *b* for branch and *h* for run or header. Note also that Fig. 304.3.3A does not indicate details for construction or welding.

$\beta$  = smaller angle between axes of branch and run, degrees.

*b* = subscript referring to branch.

*c* = sum of mechanical allowances, inches. (See 304.1.1)

*d* = the design inside diameter of the pipe, inches. (See 304.1.1)

$d_1$  = effective length removed from run pipe, inches.  
 $= [D_{ob} - 2(T_b - c)] \div \sin \beta$

$D_o$  = outside diameter of pipe, inches.

$d_2$  = "half width" of reinforcement zone, inches.  
 $= d_1$  or  $[(T_b - c) + (T_h - c) + d_r/2]$  whichever is greater, but in any case not more than  $D_{oh}$ .

*h* = subscript referring to run or header.

$L_4$  = height of reinforcement zone outside of run pipe, inches.

$= 2.5(\bar{T}_h - c)$  or  $2.5(T_b - c) + t_r$ , whichever is lesser

$t_r$  = nominal thickness of reinforcing ring or saddle, inches, made from plate.

$=$  minimum thickness of reinforcing ring or saddle, inches, made from pipe.

$= 0$ , if there is no reinforcement pad or saddle.

*T* = actual thickness of pipe, inches (by actual measurement, or minimum thickness permissible under purchase specification).

$\bar{T}$  = nominal thickness of pipe, inches.

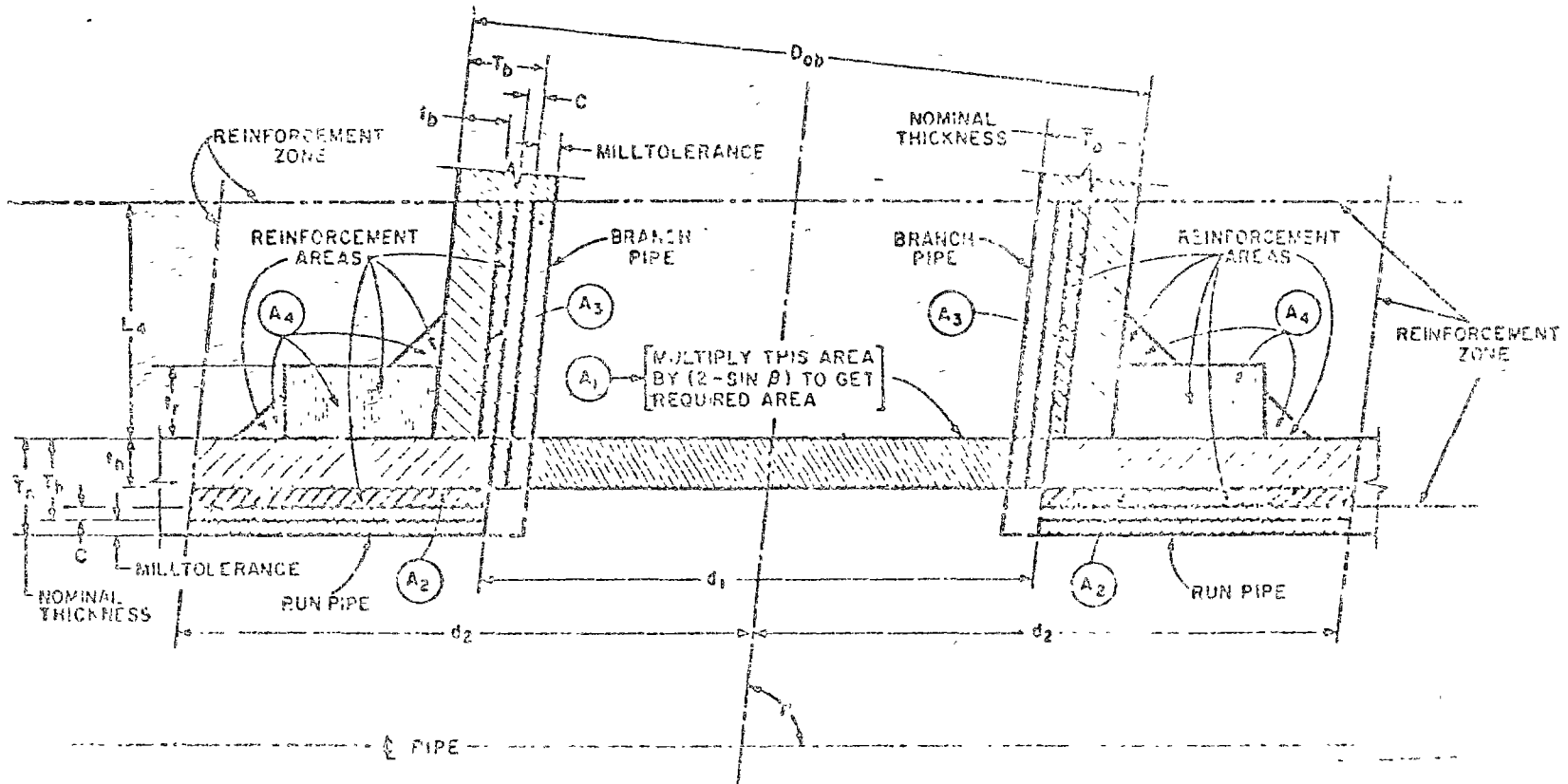
*t* = pressure design thickness of pipe in inches according to the appropriate wall thickness equation or procedure in 304.1. For welded pipe, when the branch does not intersect the longitudinal weld of the run, the basic allowable stress, *S*, for the pipe (see Appendix A, Note 16) may be used in determining  $t_h$  for the purpose of reinforcement calculation only. When the branch does intersect the longitudinal weld of the run, the allowable stress, *SE*, of the run pipe shall be used in the calculation. The allowable stress, *SE*, of the branch shall be used in calculating  $t_b$ .

(b) *Required Area,  $A_1$ .* The required area for branch connections under internal pressure equals  $(t_h d_1)(2 - \sin \beta)$ . The reinforcement area required for branch connections under external pressure is  $1/2 (t_h d_1)(2 - \sin \beta)$ . The design must meet the criterion that the reinforcement area defined in (c) below is not less than the required area.

(c) *Reinforcement Area.* The reinforcement area shall be the sum of areas  $A_2 + A_3 + A_4$  as defined below.

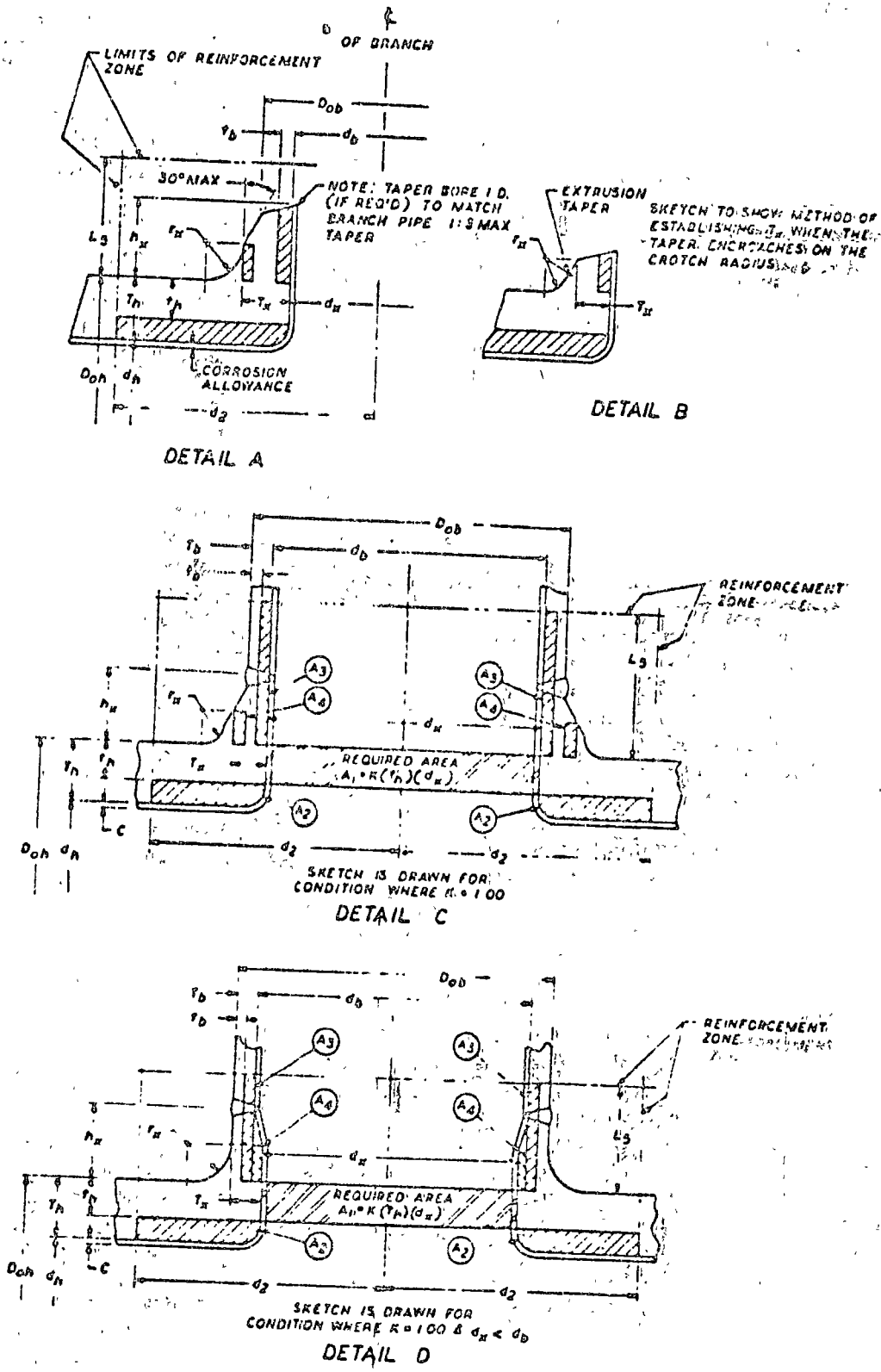
(1) *Area  $A_2$*  — the area lying within the reinforcement zone resulting from any excess thickness available in the run wall.

$$A_2 = (2 d_2 - d_1)(T_h - t_h - c)$$



NOTE: THIS FIGURE IS MERELY TO ILLUSTRATE THE NOTATIONS OF PART 304.3.3 AND DOES NOT INDICATE COMPLETE WELDING DETAILS, OR A PREFERRED METHOD OF CONSTRUCTION. FOR TYPICAL WELD DETAILS SEE FIG. 327.4.6D.

FIG. 304.3.3A - BRANCH CONNECTION NOTATION



NOTE. THIS FIGURE IS MERELY TO ILLUSTRATE THE NOTATIONS OF PAR 304.3.3(g) AND DOES NOT INDICATE COMPLETE WELDING DETAILS, OR A PREFERRED METHOD OF CONSTRUCTION

FIG. 304.3.3B EXTRUDED OUTLET HEADER NOTATION

(2) *Area  $A_3$*  — the area lying within the reinforcement zone resulting from any excess thickness available in the branch wall.

$$A_3 = 2L_4 (T_b - t_b - c)$$

(3) *Area  $A_4$*  — the area of all other metal within the reinforcement zone [defined in 304.3.3(d)] provided by weld metal and other reinforcement metal, properly attached to the run or branch. In computing areas of weld metal deposits, the minimum dimensions required by Chapter V shall be used unless a definite procedure is employed to instruct the welder to provide specific larger dimensions, in which case the latter dimensions may be used in calculations.

Portions of the reinforcement area may be composed of materials other than those of the run pipe but if the allowable stress of these materials (see 302.3.1 and Appendix A, Table 1) is less than that for the run pipe, the corresponding calculated area must be reduced in the ratio of the allowable stress being counted toward the reinforcement area. No additional credit shall be taken for materials having higher allowable stress values than the run pipe.

(c) *Reinforcement Zone.* The reinforcement zone is a parallelogram whose length shall extend a distance  $d_2$  on each side of the centerline of the branch pipe and whose width shall start at the inside surface of the run pipe (in its corroded condition) and extend to a distance  $L_4$  from the outside surface of the run pipe measured perpendicular to this outside surface. [See 304.3.3(c)(1)].

(d) *Reinforcement of Multiple Openings.* When any two or more adjacent openings are so closely spaced that their reinforcement zones overlap, the two or more openings shall be reinforced in accordance with 304.3.3(b) with a combined reinforcement that has an area equal to that required for the separate openings. No portion of the cross section shall be considered as applying to more than one opening, or be evaluated more than once in a combined area.

When two or more openings are to be provided with a combined reinforcement, the minimum distance between centers of any two of these openings should preferably be at least  $1\frac{1}{2}$  times the average diameter, and the area of reinforcement between them shall be at least equal to 50 percent of the total required for these two openings.

(f) *Rings and Saddles.* Additional reinforcement provided in the form of rings or saddles shall be of reasonably constant width.

(g) *Extruded Outlet Headers*

(1) The above principles of reinforcement are essentially applicable to extruded outlet headers. An extruded outlet header is defined as a header in which the outlet is extruded using a die (or dies) which controls the radii of the extrusion. The extruded lip at the outlet has a height above the surface of the run which is equal to or greater than the radius of curvature of the external contoured portion of the outlet, i.e.  $h_x \geq r_x$ . (See notation and Fig. 304.3.3B).

(2) When the design meets the limitations on geometry outlined below the rules herein established are valid. These rules cover minimum requirements and are designed to assure satisfactory performance of extruded outlet headers subjected to pressure. These rules apply only to cases where the axis of the outlet intersects and is perpendicular to the axis of the run. These rules do not apply to any nozzle in which additional nonintegral material is applied in the form of rings, pads or saddles.

(3) *Notation:* The notation used herein are illustrated in Fig. 304.3.3B. Note the use of subscript  $x$  for extruded. Refer to 304.3.3(a) for notations not listed here.

$d_x$  = the design inside diameter of the extruded outlet, inches, measured at the level of the outside surface of the run.

$h_x$  = height of the extruded outlet, inches. This must be equal to or greater than  $r_x$  (except as shown in Detail B in Fig. 304.3.3B).

$L_5$  = height of reinforcement zone, inches  
 $= 0.7 \sqrt{(D_{ob})(T_x)}$

$T_x$  = corroded finished thickness of extruded outlet measured at a height equal to  $r_x$  above the outside surface of the run, inches.

$d_2$  = half width of reinforcement zone, inches (equal to  $d_x$ ).

$r_x$  = radius of curvature of external contoured portion of outlet measured in the plane containing the axis of the run and branch, inches. This is subject to the following limitations:

a) *Minimum Radius.* This dimension shall not be less than  $0.05 D_{ob}$  except that on branch diameters larger than 30 inches it need not exceed 1.50 inches.

b) *Maximum Radius.* For outlet pipe sizes 8 inches nominal and larger, this dimension shall not exceed  $0.10 D_{ob} + 0.50$  inches. For outlet pipe sizes less than 8 inches nominal, this dimension shall not be greater than 1.25 inches.

c) When the external contour contains more than one radius, the radius of any arc sector of

approximately 45 degrees shall meet the requirements for maximum and minimum radii.

d) Machining shall not be employed in order to meet the above requirements.

(4) *Required Area.* The required area is defined as  $A_1 = K (t_h) (d_x)$  where  $K$  shall be taken as follows:

For  $D_{ob}/D_{oh}$  greater than 0.60,  
 $K = 1.00$

For  $D_{ob}/D_{oh}$  greater than 0.15 and not exceeding 0.60,  
 $K = 0.6 + 2/3 (D_{ob}/D_{oh})$

For  $D_{ob}/D_{oh}$  equal to or less than 0.15  
 $K = 0.70$

The design must meet the criteria that the reinforcement area defined in (5) below is not less than the required area,  $A_1$ .

(5) *Reinforcement Area.* The reinforcement area shall be the sum of areas  $A_2 + A_3 + A_4$  as defined below.

a) Area  $A_2$  — The area lying within the reinforcement zone resulting from any excess thickness available in the run wall.

$$A_2 = d_x (T_h - t_h)$$

b) Area  $A_3$  — The area lying within the reinforcement zone resulting from any excess thickness available in the branch pipe wall.

$$A_3 = 2L_s (T_b - t_b)$$

c) Area  $A_4$  — The area lying within the reinforcement zone resulting from any excess thickness available in the extruded outlet lip.

$$A_4 = 2r_x (T_x - T_b)$$

(6) *Reinforcement of Multiple Openings.* The rules of 304.3.3(e) shall be followed except that the required area and reinforcement area shall be as given in this paragraph.

(7) In addition to the above, the manufacturer shall be responsible for establishing and marking on the header containing extruded outlets, the design pressure and temperature and the Code Section under which the rating is established. The manufacturer's name or trademark shall be marked on the header.

(h) *Other Designs.* Components to which design rules given in 304.3.2 and 304.3.3 are not applicable shall meet the requirements of 304.7.

(i) The requirements of the preceding subparagraphs are designed to assure satisfactory performance of a branch connection subjected only to pressure. In addition, external forces and moments are

applied to a branch connection by thermal expansion and contraction, dead and live loads, and movement of piping terminals and supports. Special consideration shall be given to the design of a branch connection to withstand these forces and moments.

Where the size of the branch approaches the size of the run, or where repetitive stresses may be imposed on the connection due to vibration, pulsating pressure, temperature cycling, etc., it is recommended that the design be conservative and that consideration be given to the use of tee fittings or complete encirclement types of reinforcements. Pipe formed by cold expansion (except that limited to 1 1/2 percent maximum cold expansion and of materials not subject to work hardening) is likely to fail when branch size approaches run size, and should not be used.

Use of ribs, gussets, and clamps is permissible to stiffen the branch connection, but their areas cannot be counted as contributing to the reinforcement area defined in 304.3.3(c). However, ribs or gussets may be used to strengthen the branch connection in lieu of reinforcement if the adequacy of the design is established in accordance with 304.7.

It is not possible to give definite rules for design to accommodate the effects mentioned in this subparagraph, the purpose of which is to call them to the attention of the engineer so that from experience and judgment he may adequately provide for them.

Attention is especially directed to the design of small branches out of large and relatively heavy runs. Adequate flexibility must be provided in the smaller line to accommodate thermal expansion and other movements of the larger line.

(j) Sample problems illustrating the calculation of branch reinforcement are contained in Appendix B.

#### 304.3.4 Attachments

External and internal attachments to piping shall be designed so they will not cause flattening of the pipe, excessive localized bending stresses or harmful thermal gradients in the pipe wall. It is important that such attachments be designed to minimize stress concentrations particularly in cyclic services.

### 304.4 Closures in Piping

#### 304.4.1 General

(a) Considering 303, closures for which design rules are not given in this subdivision shall meet the requirements of 304.7.

(b) Closures may also be made in accordance with the rules contained in Section VIII, Division II, of the ASME Boiler and Pressure Vessel Code, calculated from the following equation:



Table 319.3.6 — Flexibility Factor  $k$  and Stress Intensification Factor  $i$

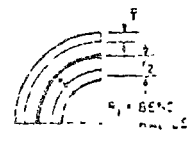
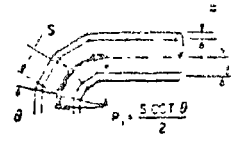
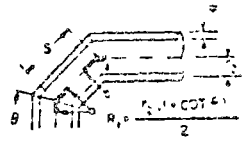
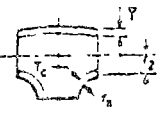
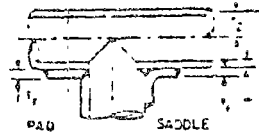
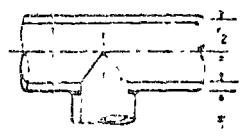
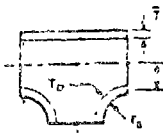
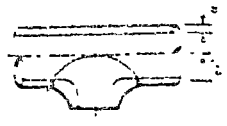
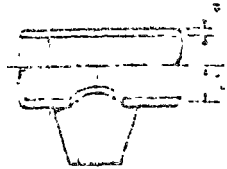
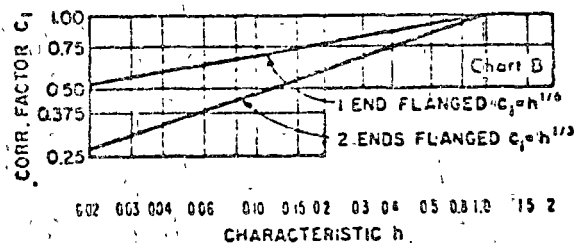
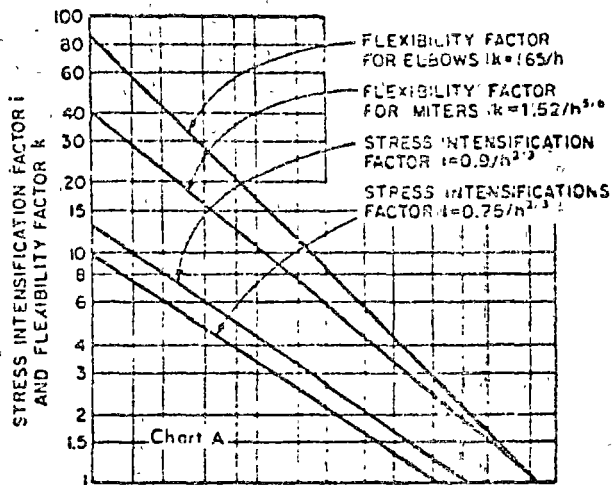
Description	Flexibility Factor $k$	Stress Int. Factor <sup>1,8</sup>		Flexibility Characteristic $h$	Sketch
		Outplane $i_o$	Inplane $i_i$		
Welding elbow <sup>1,2,3,6</sup> or pipe bend	$\frac{1.65}{h}$	$\frac{0.75}{h^{2/3}}$	$\frac{0.9}{h^{1/3}}$	$\frac{\bar{T} R_1}{(r_2)^2}$	
Closely spaced miter bend <sup>1,2,3</sup> $S < r_2 (1 + \tan \theta)$	$\frac{1.52}{h^{2/3}}$	$\frac{0.75}{h^{2/3}}$	$\frac{0.9}{h^{1/3}}$	$\frac{\text{Cot } \theta}{2} \frac{\bar{T}}{(r_2)^2}$	
Single miter bend <sup>1,2</sup> or widely spaced miter bend $S \geq r_2 (1 + \tan \theta)$	$\frac{1.52}{h^{2/3}}$	$\frac{0.75}{h^{2/3}}$	$\frac{0.9}{h^{1/3}}$	$\frac{1 + \text{Cot } \theta}{2} \frac{\bar{T}}{r_2}$	
Welding tee <sup>1,2,6</sup> per ANSI B16.9 with $r_x \geq 1/8 D_{ob}$ $T_c \geq 2\bar{T}$	1	$\frac{0.9}{h^{2/3}}$	$3/4 i_o + 1/4$	$4.4 \frac{\bar{T}}{r_2}$	
Reinforced fabricated <sup>1,2,5</sup> tee with pad or saddle	1	$\frac{0.9}{h^{2/3}}$	$3/4 i_o + 1/4$	$\frac{(\bar{T} + 1/2 r_x)^{2/3}}{\bar{T}^{2/3} r_2}$	
Unreinforced <sup>1,2</sup> fabricated tee	1	$\frac{0.9}{h^{2/3}}$	$3/4 i_o + 1/4$	$\frac{\bar{T}}{r_2}$	
Extruded <sup>1,2</sup> welding tee	1	$\frac{0.9}{h^{2/3}}$	$3/4 i_o + 1/4$	$\left(1 + \frac{r_x}{r_3}\right) \frac{\bar{T}}{r_2}$	
Welded-in <sup>1,2,7</sup> contour insert	1	$\frac{0.9}{h^{2/3}}$	$3/4 i_o + 1/4$	$4.4 \frac{\bar{T}}{r_2}$	
Branch <sup>1,2,7</sup> welded- on fitting (integrally reinforced)	1	$\frac{0.9}{h^{2/3}}$	$3/4 i_o + 1/4$	$4 \frac{\bar{T}}{r_2}$	

Table 319.3.6 -- Flexibility Factor  $k$  and Stress Intensification Factor  $i$  (Cont.)

Description	Flexibility Factor $k$	Stress Intensification Factor $i$
Butt-welded joint, reducer, or weld neck flange	1	1.0
Double-welded slip-on flange	1	1.2
Fillet welded joint, or socket weld flange	1	1.3
Lap joint flange (with ANSI B16.9 lap joint stub)	1	1.6
Screwed pipe joint, or screwed flange	1	2.3
Corrugated straight pipe, or corrugated or creased bend <sup>a</sup>	5	2.5



<sup>1</sup>The flexibility factor  $k$  in the table applies to bending in any plane. The flexibility factors ( $k$ ) and stress intensification factors ( $i$ ) shall not be less than unity; factors for torsion equal unity. Both factors apply over the effective arc length (shown by heavy center lines in the sketches) for curved and miter bends, and to the intersection point for tees.

<sup>2</sup>The values of  $k$  and  $i$  can be read directly from Chart A, by entering with the characteristic  $h$  computed from the formulas given above. Notations used are defined as:

$\bar{T}$  = for elbows and miter bends the nominal wall thickness of the fitting, inches.  
 = for tees, the nominal wall thickness of the matching pipe, inches.

$T_c$  = the crotch thickness of tees, inches.

$t_r$  = pad or saddle thickness, inches.

$\theta$  = one-half angle between adjacent miter axes.

$r_s$  = mean radius of matching pipe, inches.

$R_1$  = bend radius of welding elbow or pipe bend, inches.

$r_x$  = see definition in 304.3.3(g)

$s$  = miter spacing at centerline, inches.

$D_{ob}$  = O.D. of branch, inches.

<sup>3</sup>Where flanges are attached to one or both ends, the values of  $k$  and  $i$  in the table shall be corrected by the factors  $C_1$ , which can be read directly from Chart B, entering with the computed  $h$ .

<sup>4</sup>Factors shown apply to bending. Flexibility factor for torsion equals 0.9.

<sup>5</sup>When  $t_r$  is  $> 1/2 \bar{T}$ , use  $h = 4 \frac{\bar{T}}{r_2}$

<sup>6</sup>The designer is cautioned that cast butt-welded fittings may have considerably heavier walls than that of the pipe with which they are used. Large errors may be introduced unless the effect of these greater thicknesses is considered.

<sup>7</sup>The designer must assure himself that this fabrication has a pressure rating equivalent to straight pipe.

<sup>8</sup>A single intensification factor equal to  $0.9/h^{0.25}$  may be used for both  $i_i$  and  $i_o$  if desired.

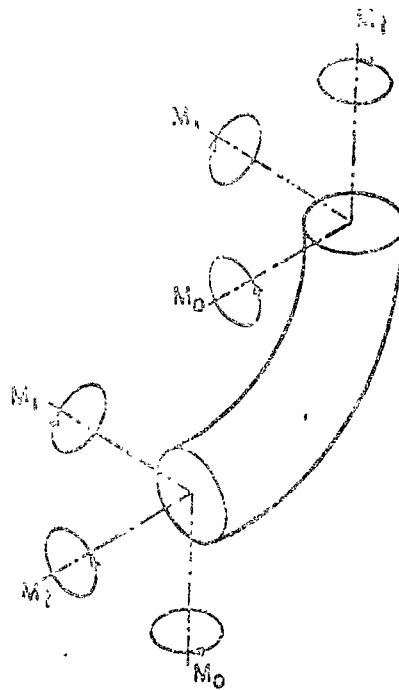


FIG. 319.4.4B - BENDS

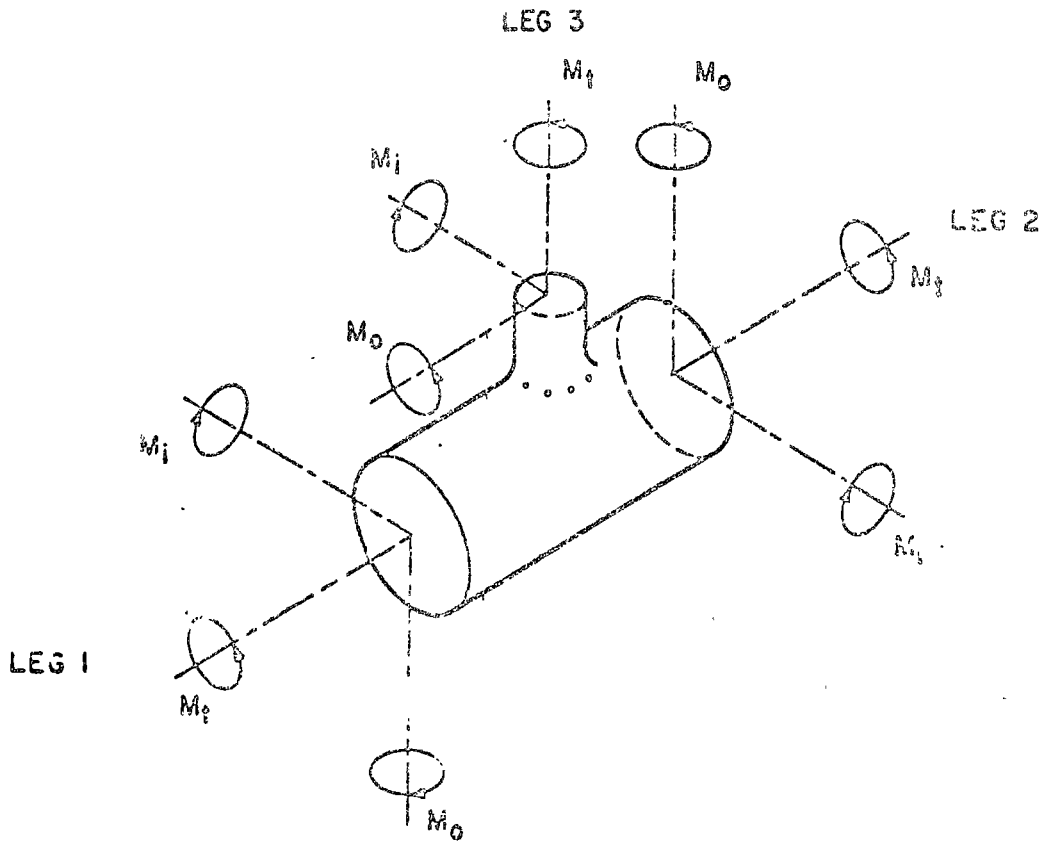


FIG. 319.4.4C - BRANCH CONNECTIONS

flexibility calculations in 319.4. For piping components or attachments (such as valves, strainers, anchor rings or bands) not covered in the table, suitable stress intensification factors may be assumed by comparison of their significant geometry with that of the components shown.

**319.4 Analysis**

**319.4.1 Requirements for Analysis**

No formal analysis of adequate flexibility is required in systems which:

- (1) are duplicates of successfully operating installations or replacements without significant change of systems with a satisfactory service record,
- (2) can be readily adjudged adequate by comparison with previously analyzed systems,
- (3) are of uniform size, have no more than two points of fixation and no intermediate restraints, and satisfy Formula (8):

$$\frac{DY}{(L-U)^2} \leq \frac{30 S_A}{E_a} \dots \dots \dots (8)$$

where

- $D$  = Nominal Pipe Size, inches
- $Y$  = Resultant of total displacement strains to be absorbed by the piping system, inches
- $U$  = Anchor distance, straight line distance between anchors, feet
- $L$  = Developed length of piping between anchors, feet
- $S_A$  = Allowable stress range, psi (include stress range reduction factor "f" where more than 7000 cycles of movement are anticipated during life of installation).
- $E_a$  = Modulus of elasticity of the piping material in the cold condition, psi

Since no general proof can be offered that formula (8) will always be conservative, caution should be exercised in applying it to abnormal configurations (unequal leg U bends, with  $L/U$  in excess of 2.5 or near-straight saw-tooth configurations), to large-diameter thin-wall pipe (stress intensification factors of the order of 5 or more), or to conditions where extraneous motions, other than in the direction connecting the anchor points, constitute a large proportion of the expansion duty.

User must be aware that compliance with formula (8) does not ensure that the terminal reactions will be satisfactory.

**319.4.2 Methods of Analysis**

(a) All systems not meeting the criteria in 319.4.1 above shall be analyzed by simplified, approximate, or comprehensive methods of analysis appropriate for the specific case.

(b) Approximate or simplified methods may be applied only if they are used in the range of configurations for which their adequacy has been demonstrated.

(c) Acceptable comprehensive methods of analysis include analytical and chart methods which provide an evaluation of the forces, moments, and stresses caused by displacement strains (see 319.2.1).

(d) Comprehensive analysis shall take into account stress-intensification factors for any component other than straight pipe. Credit may be taken for the extra flexibility of such a component.

**319.4.3 Basic Assumptions and Requirements**

Standard assumptions specified in 319.3 shall be followed in all cases in calculating the flexibility of a piping system between anchor points, the system shall be treated as a whole. The significance of all parts of the line and of all restraints such as solid hangers or guides, including intermediate restraints introduced for the purpose of reducing moments and forces on equipment or small branch lines, and also the restraint introduced by support friction, shall be recognized. Consider all displacements, as outlined in 319.2.1, over the temperature range defined by 319.3.1.

**319.4.4 Flexibility Stresses**

(a) Bending and torsional stresses shall be computed using the as-installed modulus of elasticity  $E_s$  and then combined in accordance with Equation 14 to determine the computed displacement stress range ( $S_F$ ), which shall not exceed the allowable stress range ( $S_A$ ) in 302.3.5(d).

$$S_F = \sqrt{S_b^2 + 4S_t^2} \dots \dots \dots (14)$$

where:

- $S_b$  = resultant bending stress, psi
- $S_t = M_t / 2Z$  = torsional stress, psi
- $M_t$  = torsional moment, in.-lbs
- $Z$  = section modulus of pipe, in.<sup>3</sup>

(b) The resultant bending stresses ( $S_b$ ) to be used in Equation 14 for elbows and miter bends shall be calculated in accordance with equation (15), with moments as shown in Fig 319.4.4B.

$$S_b = \text{resultant bending stress, psi}$$

$$= \frac{\sqrt{(i_1 M_1)^2 + (i_2 M_2)^2}}{Z} \dots \dots \dots (15)$$

where:

$i_i$  = inplane stress intensification factor from Table 319.3.6.

$i_o$  = outplane stress intensification factor from Table 319.3.6.

$M_i$  = inplane bending moment, in. lbs

$M_o$  = outplane bending moment, in.-lbs

$Z$  = sectional modulus of pipe, in.<sup>3</sup>

(c) The resultant bending stresses ( $S_b$ ) to be used in Equation 14 for branch connections shall be calculated in accordance with equations 16 and 17 with moments as shown in Fig. 319.4.4C.

For header (Legs 1 and 2):

$$S_b = \frac{\sqrt{(i_i M_i)^2 + (i_o M_o)^2}}{Z} \dots \dots \dots (16)$$

For branch (Leg 3):

$$S_b = \frac{\sqrt{(i_i M_i)^2 + (i_o M_o)^2}}{Z_e} \dots \dots \dots (17)$$

where:

$S_b$  = resultant bending stress, psi

$Z_e$  = effective section modulus for branch of tee, in.<sup>3</sup> =  $\pi r_m^2 t_s$ .

$r_m$  = mean branch cross-sectional radius, in.

$t_s$  = effective branch wall thickness, in. (lesser of  $t_h$  and  $(t_o)(t_b)$ )

$t_h$  = thickness of pipe matching run of tee or header exclusive of reinforcing elements, in.

$t_b$  = thickness of pipe matching branch, in.

$i_o$  = outplane stress intensification factor

$i_i$  = inplane stress intensification factor

(d) Allowable stress range,  $S_A$ , and permissible additive stresses shall be computed in accordance with 302.3.5(d).

**319.4.5 Required Weld Quality Assurance**

The engineering design shall designate each weld where  $S_E$  exceeds 1.25  $S_c$  (as defined in 302.3.5) for any portion of a piping system and the equivalent number of cycles,  $N$ , exceeds 7000. The welds so designated shall be fully examined in accordance with 336.5.1(b)(2).

**319.5 Reactions**

Reaction forces and moments to be used in design of restraints and supports, and in evaluating the effects of piping displacements on connected equipment, shall be based on the reaction range ( $R$ ), for

the extreme displacement condition, considering the temperature range defined in 319.3.1(b) and using  $E_i$ . The designer shall consider instantaneous maximum values of forces and moments in the original and extreme displacement conditions (see 319.2.3), as well as the reaction range, in making these evaluations.

**319.5.1 Maximum Reactions for Simple Systems**

For two-anchor systems without intermediate restraints, the maximum instantaneous values of reaction forces and moments may be estimated from Equations 18 and 19.

(a) For Extreme Displacement Condition,  $R_e$ : The temperature for this computation is the design maximum or design minimum temperature defined in 319.3.1(b), whichever produces the larger reaction:

$$R_m = R(1 - \frac{2}{3}C) (\frac{E_m}{E_i}) \dots \dots \dots (18)$$

$C$  = cold-spring factor varying from zero for no cold spring to 1.0 for 100 percent cold spring. (The factor 2/3 is based on experience which shows that specified cold spring cannot be fully assured, even with elaborate precautions.)

$E_a$  = modulus of elasticity at installation temperature, psi.

$E_m$  = modulus of elasticity at design maximum or design minimum temperature, psi.

$R$  = range of reaction forces or moments corresponding to the full displacement stress range (319.3.1(b)) and based on  $E_a$ , lb or in. lb. (This value is derived from flexibility analysis.)

$R_m$  = estimated instantaneous maximum reaction force or moment at design maximum or design minimum temperature, lbs or in.-lb.

(b) For Original Condition,  $R_o$ : The temperature at which the piping is to be assembled.

$$R_a = CR \text{ or } C_1 R, \text{ whichever is greater } \dots \dots \dots (19)$$

where nomenclature is as in (a) above, and:

$C_1$  =  $1 - [S_h E_a / S_i E_m]$ , estimated self-spring or relaxation factor; use zero if value of  $C_1$  is negative.

$R_a$  = estimated instantaneous reaction force or moment at installation temperature, lbs or in.-lb.

$S_E$  = computed displacement stress range, psi (see 319.4.4).

$S_h$  = see definition in 302.3.5(d)

### 319.5.2 *Maximum Reactions for Complex Systems*

For multi-anchor systems and for two-anchor systems with intermediate restraints, Equations 18 and 19 are not applicable. Each case must be studied to estimate location, nature, and extent of local overstrain, and its effect on stress distribution and reactions.

### 319.6 Calculation of Movements

Calculation of displacements and rotations at specific locations may be required where clearance problems are involved. In cases where small-size branch lines attached to stiffer main lines are to be calculated separately, the linear and angular movements of the junction point must be calculated or estimated for proper analysis of the branch.

### 319.7 Means of Increasing Flexibility

The layout of many piping systems provides inherent flexibility through changes in direction, so that displacements produce chiefly bending and torsional strains within prescribed limits. The amount of axial tension or compression strain (which produces large reactions) usually is small.

Where the system lacks built-in changes of direction, or where it is unbalanced (see 319.2.2) large reactions or detrimental overstrain may be encountered. The designer should consider adding flexibility by one or more of the following means: bends, loops, or offsets; swivel joints; corrugated pipe; expansion joints of the bellows or slip-joint type; or other devices permitting angular, rotational, or axial movement. Suitable anchors, ties, or other devices shall be provided as necessary to resist end forces produced by fluid pressure, frictional resistance to movement, and other causes.

## 320 LOADS ON PIPE SUPPORTING ELEMENTS

### 320.1 General

The design of equipment for supporting or restraining piping systems, or components thereof, shall be based on all concurrently acting loads transmitted into the supporting equipment. These loads, defined in 301, include, in addition to weight effects, loads which are introduced by service pressures and temperatures, vibration, wind, earthquake, shock, and thermal expansion and contraction.

### 320.2 Weight Calculations

For piping containing gas or vapor, weight calculations need not include the weight of water or other liquid, if the possibility of the piping containing liquid is remote, and if the piping is not subjected to hydrostatic tests at initial construction

or subsequent inspections.

## 321 DESIGN OF PIPE SUPPORTING ELEMENTS

### 321.1 General

Pipe supporting elements shall be capable of carrying the sum of concurrently acting loads listed in 320. MSS SP-58 Pipe Hangers and Supports-Material and Design may be used as a guide in the design and/or manufacture of pipe hangers.

#### 321.1.1 *Objective*

The layout and design of the piping, including supporting elements, shall be made with due regard to preventing the following:

- 1) piping stresses in excess of those permitted by this code.
- 2) leakage at joints.
- 3) excessive forces or moments on connected equipment (such as pumps and turbines).
- 4) excessive stresses in the pipe supporting (or restraining) elements.
- 5) resonance with imposed vibrations.
- 6) excessive interference with thermal expansion and contraction of piping which is otherwise adequately flexible.
- 7) unintentional disengagement of piping from its supports.
- 8) excessive sag in piping requiring drainage slope.

#### 321.1.2 *Analysis*

In general, the location and design of pipe supporting elements may be based on simple calculations and engineering judgment. However, if design pressure or temperature is high, if piping layout is unusual, or if precise knowledge of reactions at supports or equipment is required, simple calculations may be insufficient and more refined analysis will be necessary to evaluate stresses and reactions. These calculations shall include consideration of the flexibility of the lines under the action of applied loads listed in 320.1. The stress intensification and flexibility factors shown in Table 319.3.6 should be used in this analysis.

#### 321.1.3 *Stresses for Pipe Supporting Elements*

Allowable stress for materials used for pipe supporting elements, except springs, shall be in accordance with 302.3.1. Longitudinal weld joint factors ( $E$ ), however, need not be applied to the allowable stress for welded piping components which are to be used for pipe supporting elements.

Part 7  
STEAM PIPING SYSTEMS CONNECTED TO  
MECHANICAL-DRIVE STEAM TURBINES

SM 22-7.01 INTRODUCTION

The first consideration in designing any piping system is to keep the stresses in the pipe within the limits of the established rules of national codes such as the ASME "Boiler Code," the American National Standard "Code for Pressure Piping," and any local codes that may be applicable. In general, the jurisdiction of such authorities stops at the turbine inlet and exhaust connections or other openings on the machine to which external piping systems connect.

When a piping system is connected to a steam turbine, there are additional limitations, and it is the purpose here to discuss and define these limitations as an aid to the purchaser in designing such systems.

Authorized Engineering Information 11-13-1969.

SM 22-7.02 THE PIPING PROBLEM AS  
APPLIED TO TURBINES

Steam turbines have been very carefully designed to provide for expansion and, at the same time, maintain close alignment between the rotating and stationary parts. The provisions for expansion of the casing and maintenance of close clearances necessarily limits the forces that can be applied to the turbine by the piping connected to it. Pipe reactions, if of sufficient magnitude, will result in misalignment of the turbine sufficient to cause rough operation and serious mechanical damage.

In order to keep the strains due to forces and bending moments on the turbine connections, including the weight of the pipe, within allowable limits, the piping system design should be such that restraints and freedom of movement match the requirements of the turbine. Pipe forces which seem small may lead to large moments at the connections to the turbine and to very large forces at the turbine supports. Under some conditions, other piping connections may require checking.

The stresses in a piping system under operating conditions can be grouped into three classes: stresses due to steam pressure, stresses due to thermal expansion, and stresses due to dead weight.

Authorized Engineering Information 11-13-1969.

SM 22-7.03 FORCES DUE TO  
STEAM PRESSURE

These are most commonly associated with low-pressure and vacuum lines where expansion joints are often used to provide flexibility. If an expansion joint is improperly used, it may cause a pipe reaction greater than the one which it is supposed to eliminate. An expansion joint will cause an axial thrust equal to the area of the largest connection times the internal pressure. The force necessary to compress or elongate an expansion joint can be quite large, and either of these forces may be greater than the limits for the exhaust flange. In order to have the lowest reaction, it is best to avoid absorbing pipe-line expansion by axial compression or elongation. If it is found that expansion joints or loops, etc., are required, it is essential that they be properly located and installed.

Figure 7-1 shows an expansion joint in a pressure line. The axial thrust from the expansion joint tends to separate the turbine and the elbow. To prevent this, the elbow must have an anchor to keep it from moving. The turbine must also absorb this thrust and, in doing so, becomes an anchor. This force on the turbine case may be greater than can be allowed. In general, this method should be discouraged.

Figure 7-2 shows the same piping arrangement as Figure 7-1 except for the addition of tie rods on the expansion joint. The tie rods limit the elongation of the joint and take the axial thrust created by the internal pressure so it is not transmitted to the turbine flange. The tie rods eliminate any axial flexibility but the joint is still flexible in shear, that is, the flanges may move in parallel planes. The location of this type of joint in the piping should be such that movement of the pipe puts the expansion joint in shear instead of tension or compression.

Figure 7-3 is an arrangement frequently used, having tie rods as indicated for noncondensing operation. This arrangement will prevent any thrust due to internal pressure from being transmitted to the exhaust flange and retains the axial flexibility of the joint. It may be used for either vacuum or pressure service (by suitable arrangement of tie rods).

Figure 7-1 shows a suggested arrangement for a condensing turbine with an up exhaust. Due to the large exhaust pipe size normally encountered on condensing turbines, the exhaust piping will be relatively stiff, and an expansion joint must be used at some point to take care of thermal expansion. An unrestricted expansion joint placed at the exhaust flange of the turbine will exert an upward or lifting force on the turbine flange which in many cases is

excessive. Figure 7-4 provides the necessary flexibility to take care of thermal expansion without imposing a lifting force on the turbine. The expansion joint is in shear which is the preferred use. The relatively small vertical expansion will compress one joint and elongate the other which causes a small reaction only and will be well within the turbine flange limits.

Authorized Engineering Information 11-13-1969.

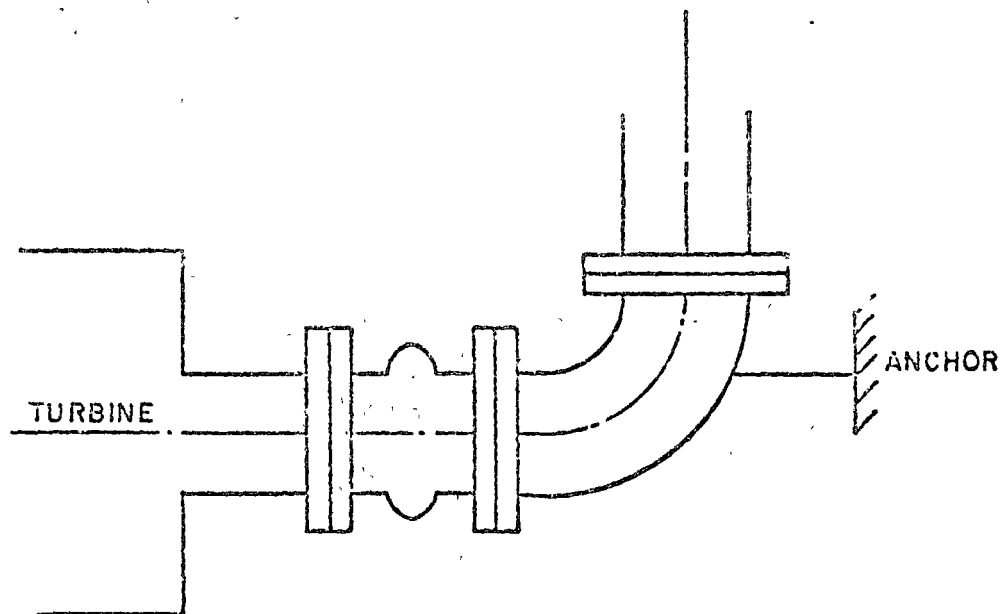
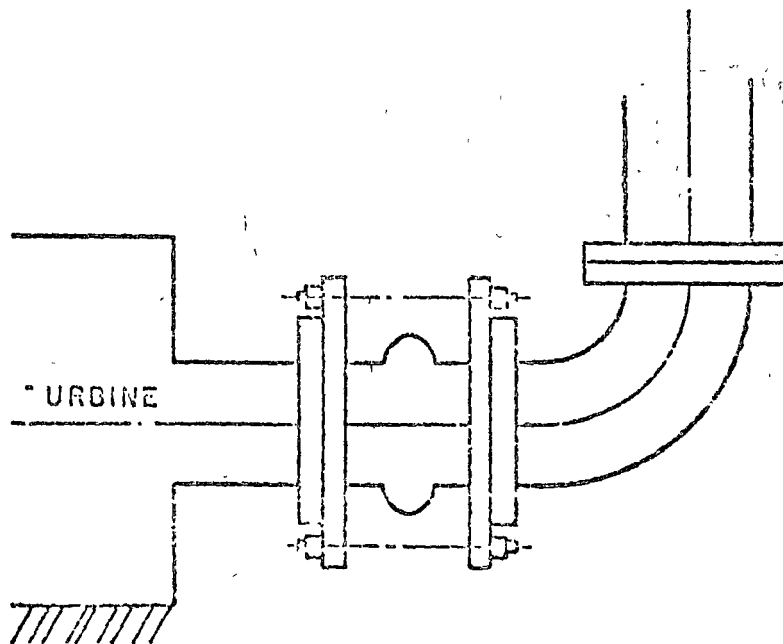


Fig. 7-1





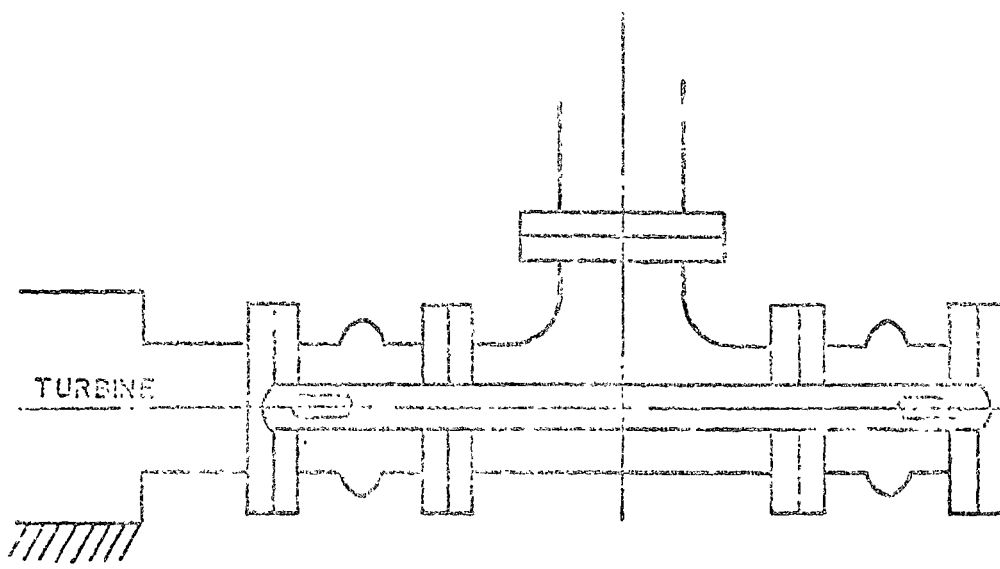


Fig. 7-3

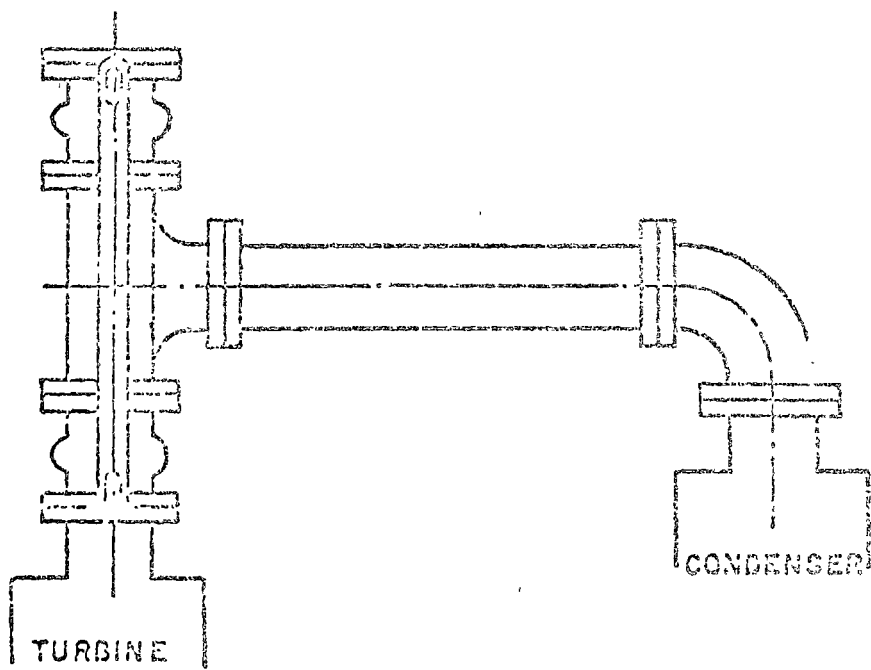


Fig. 7-4

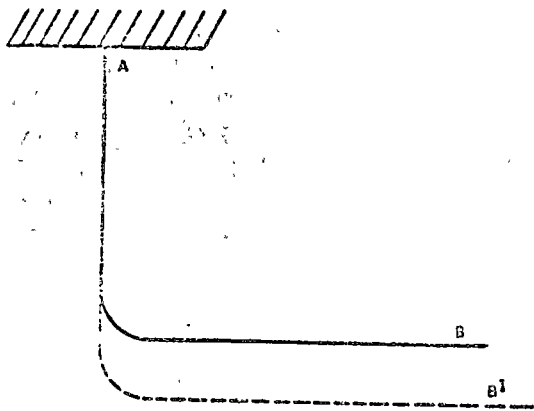


Fig. 7-5

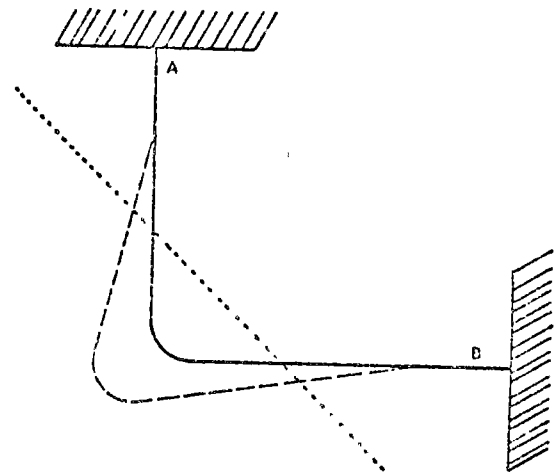


Fig. 7-6

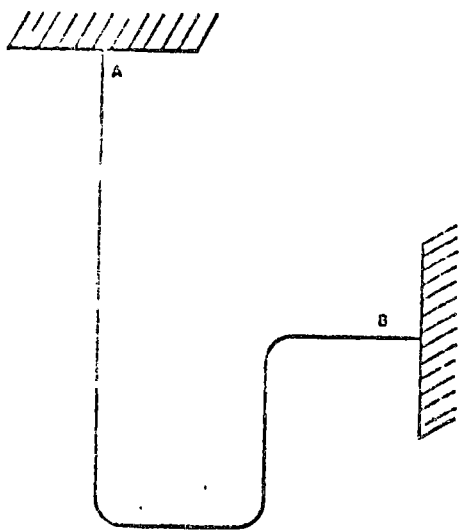


Fig. 7-7

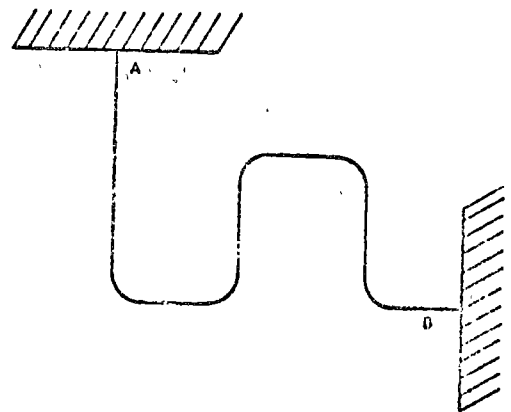
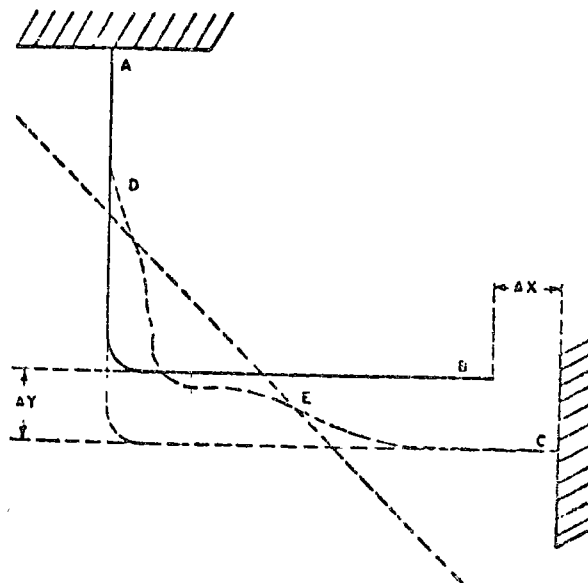


Fig. 7-8



SM 22-7.05 EFFECT OF TEMPERATURE EXPANSIONS ON PIPING SYSTEMS

If a pipe is connected to some point as A in Figure 7-5 and has the configuration shown by the solid line, it will assume the position shown by the dash line when heated to a higher temperature, providing no restraint is offered by point B.

If both points A and B are rigid points which will not move, the pipe will assume the shape shown by the dash line in Figure 7-6 when heated.

The stresses may be reduced by using expansion loops such as shown in Figures 7-7 and 7-8. When piping does not have to be confined to one plane, lateral flexibility may be effectively used to reduce stresses. Prestressing the pipe in the cold condition or "cold springing" may also be used to reduce the stresses in operation. These principles may be used in combination to produce a design with flexibility enough to keep the stresses, forces and moments within the permissible limits in both the hot and cold conditions.

The piping system should be designed with sufficient inherent flexibility to take care of thermal expansion. The amount of piping can often be reduced by the use of "cold springing" to reduce or eliminate stresses due to thermal expansion. This is done by cutting the pipe short by a predetermined amount and then forcing it into place during installation as illustrated in Figure 7-9. Forces and moments in the hot condition are thus reduced below the values they would have if the system were not cold-sprung. Points A and C are the points to be connected by a piping system and  $\Delta X$  and  $\Delta Y$  are the respective expansions.

In the case of welded connections, it is necessary to bend the pipe by putting a moment on it when connecting it to point C to make the weld preparation parallel, as well as just pulling B up to C. If this is not done, a moment will exist in the hot condition, and only a partial cold-springing job results. Whenever possible, it is wise to facilitate assembly by locating field welds at points of minimum moment. Points D and E are such points.

Authorized Engineering Information 11-13-1969.

SM 22-7.05 STRESSES DUE TO DEAD WEIGHT

The dead weight of the piping should be entirely supported by pipe hangers or supports. There are basically two types of supports, rigid and spring. Rigid supports are necessary when an unrestricted expansion joint is used. Rigid supports may be used to limit the movement of a line to prevent excessive deflection at any point. A rigid support is not satisfactory where thermal expansion may cause the pipe to move away from the support.

On the two types of rigid supports shown in Figure 7-10, the rise of the turbine case due to temperature would lift the base elbow from the support so the turbine would have to support the weight of the pipe. The expansion of the vertical run of pipe would relieve the pipe hanger of its load so the turbine would again have to support the weight of the pipe.

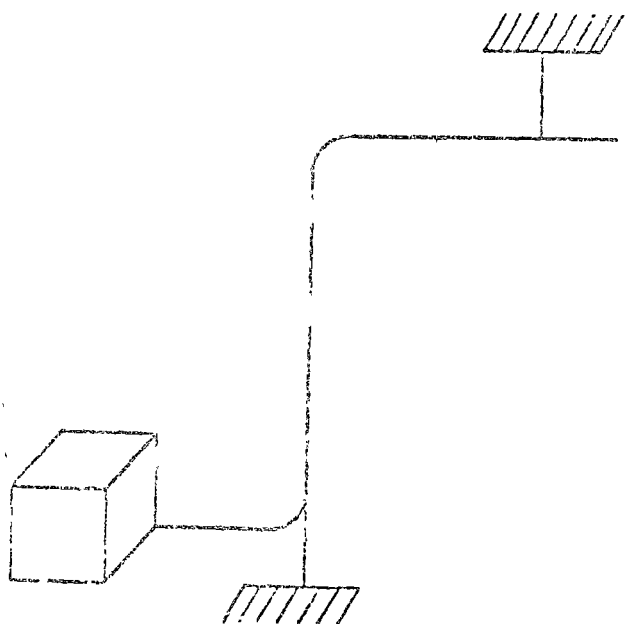


Fig. 7-10

If an expansion joint with restraining tie rods is used, either a rigid pipe hanger or a base elbow with a sliding or rolling contact surface may be used as shown in Figure 7-11.

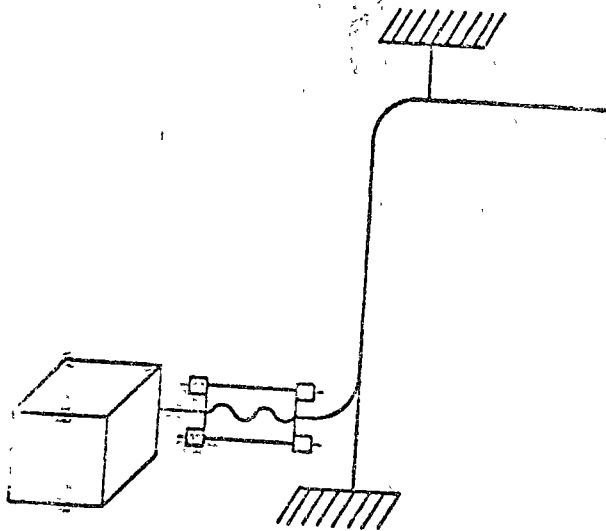


Fig. 7-11

When the thrust due to an expansion joint is less than the exhaust flange limits and no restraining tie rods are used, the pipe must have an anchor as shown in Figure 7-12. Since this condition rarely exists, it is better to use one of the preferred arrangements such as shown in Figure 7-11 and eliminate as much pipe reaction as possible rather than just stay within the limits.

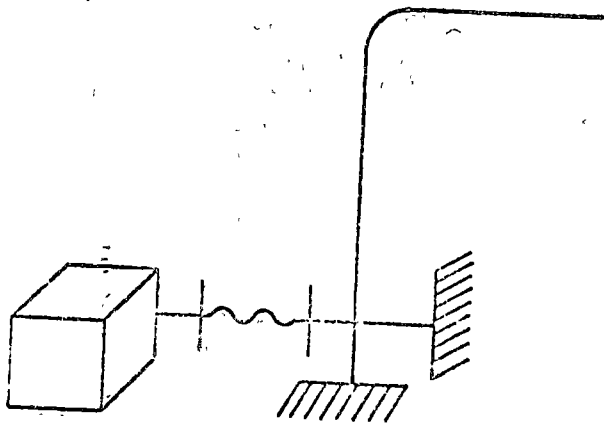


Fig. 7-12

Spring hangers or supports are best suited to carry the dead weight when there is thermal expansion to be considered. The movement of the pipe will change the spring tension or compression a small amount and the hanger loading a small amount but will not remove the load from the hanger. The published manuals on pipe design provide information on hanger spacing to give proper support. In addition to this, it may be found necessary to add additional supports or move existing supports if resonant vibration appears in the piping.

A spring support should not be used to oppose the thrust of an expansion joint as, when the pressure is removed from the line, the spring support will exert a force the same as the expansion joint only in the opposite direction.

Authorized Engineering Information 6-3-1956.

SM 22-7.06 ALLOWABLE FORCES AND MOMENTS ON MECHANICAL-DRIVE STEAM TURBINES

The forces and moments acting on mechanical-drive steam turbines due to the steam inlet, extraction and exhaust connections are limited by the following rules:

1. The total resultant force and total resultant moment imposed on the turbine at any connection must not exceed the following:

$$F = \frac{500 D - M}{3}$$

F — Resultant force (pounds), including pressure forces where unrestrained expansion joints are used at the connection except on vertical exhausts covered under item 3.

M — Resultant moment (pound-feet).

D — Pipe size of the connection (I.P.S.) in inches up to 8 inches in diameter, for sizes greater than this, use a value of D equal to (16 I.P.S.) inches.

2. The combined resultants of the forces and moments of the inlet, extraction and exhaust connections, resolved at the centerlines of the exhaust connection must not exceed the following two conditions;

a. These resultants must not exceed:

$$F_c = \frac{250 D_c + M_c}{2}$$

$F_c$  — Combined resultant of inlet, extraction and exhaust forces, pounds.

$M_c$  — Combined resultant of inlet, extraction and exhaust moment and moments resulting from forces, pound-feet.

$D_c$  — Diameter (in inches) of a circular opening equal to the total areas of the inlet, extraction and exhaust openings up to a value of 9 inches in diameter. For values beyond this, use a value of  $D_c$  equal to

$$\frac{(18 + \text{Equivalent Diameter})}{3} \text{ inches.}$$

b. The components of these resultants shall not exceed:

$$\begin{aligned} F_y &= 125 D_c & M_y &= 125 D_c \\ F_z &= 100 D_c & M_z &= 125 D_c \\ F_x &= 50 D_c & M_x &= 250 D_c \end{aligned}$$

$F_y$  — Vertical component of  $F_c$ .

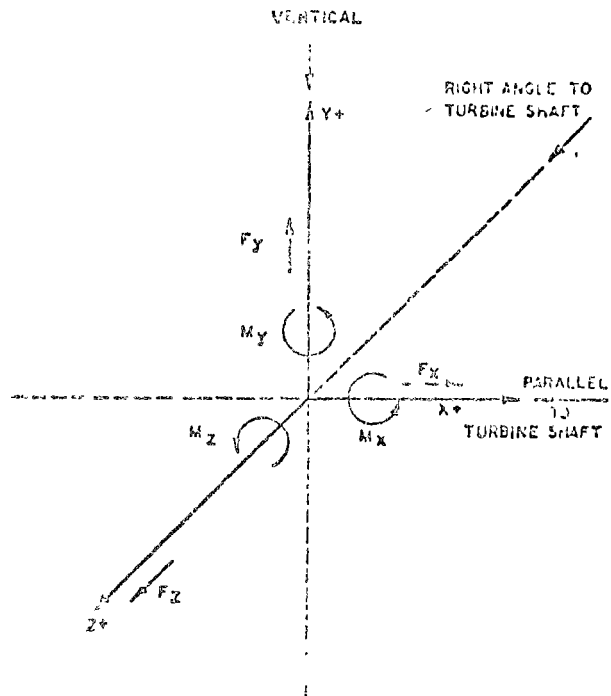
$F_z$  — Horizontal component of  $F_c$  at right angle to turbine shaft.

$F_x$  — Horizontal component of  $F_c$  parallel to turbine shaft.

$M_x$  — Component of  $M_c$  in a vertical plane at right angles to turbine shaft.

$M_y$  — Component of  $M_c$  in a horizontal plane.

$M_z$  — Component of  $M_c$  in a vertical plane parallel to the turbine shaft.



3. For installation of turbines with a vertical exhaust and an unrestrained expansion joint at the exhaust, an additional amount of force caused by pressure loading is allowed. (The additional force referred to is perpendicular to the face of the exhaust flange and central.) For this type of application, calculate the vertical force component on the exhaust connection, excluding pressure loading, and compare with value of 1/6 the pressure loading on the exhaust. Use the larger of these two numbers for vertical force component on exhaust connection in making calculations outlined in items 1 and 2.

The force caused by the pressure loading on the exhaust is allowed in addition to the values established by the foregoing up to a maximum value of vertical force (pounds) on the exhaust connection (including pressure loading) of 15 1/2 times the exhaust area (square inches).

4. These values of allowable force and moment pertain to the turbine structure only. They do not pertain to the forces and moments in the connecting piping, flange and flange holding which should not exceed the allowable stress as defined by applicable codes and regulatory bodies.

# How to determine allowable steam turbine piping loads

*The allowable forces and moments on steam turbine nozzles must be considered if a turbine is expected to operate reliably. Here is a graphical presentation of allowable reactions and an example of how to use this method*

S. Kannappan and Victor H. Helguero  
S.I.P., Inc., Houston

MOST MANUFACTURERS of rotating equipment, such as steam turbines, follow NEMA Standards<sup>1,2</sup> for allowable loads on nozzles. Because of the time required to determine allowable loads by hand calculations, a graphic method of solutions for nominal diameter sizes between 3 inches and 20 inches is presented here.

For rotating machinery, excessive external forces and moments could upset alignment of the casing, thus reducing the minimum clearances needed between rotor and casing. The allowable deflection of the machinery shaft at the coupling which is influenced by external forces and moments is also important. Due to the broadness of this topic, the example is limited to the allowable forces and moments on the inlet and exhaust flanges of single stage steam turbines.

The piping stress analyst, while trying to use the NEMA Code equations, needs more information or explanation

of different terms used. By means of this paper, the authors will try to throw some light on different terms used.

The piping systems are first analyzed by digital computers using piping flexibility programs. As a general practice, the stress analyst treats the inlet and exhaust nozzles as separate anchors. The forces and moments acting on these nozzles are obtained from the run condition required as weight, thermal or pressure loading or any combination of these. The NEMA Codes are then applied to see whether the actual forces and moments obtained from flexibility analysis are below allowable code values. Pertinent portions of NEMA Code are given here to aid the discussion.

## LOCAL ALLOWABLE FORCES AND MOMENTS

The forces and moments acting on mechanical-drive steam turbines due to the steam inlet, extraction and exhaust connections are limited by the following rule:

1. The total resultant force and total resultant moment imposed on the turbine at any connection must not exceed the following:

$$F = \frac{500D - M}{3} \quad (1)$$

F — Resultant force (pounds), including pressure forces where unrestrained expansion joints are used at the connection except on vertical exhausts. *Continued*

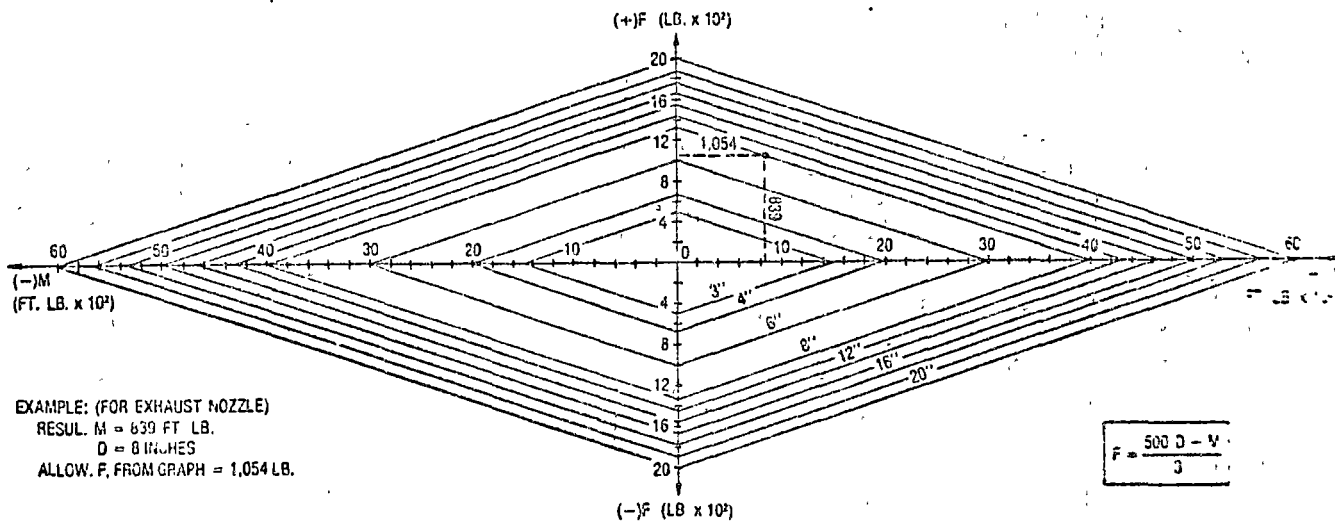


Fig. 1—NEMA allowable local resultant forces and moments on steam turbine flanges.

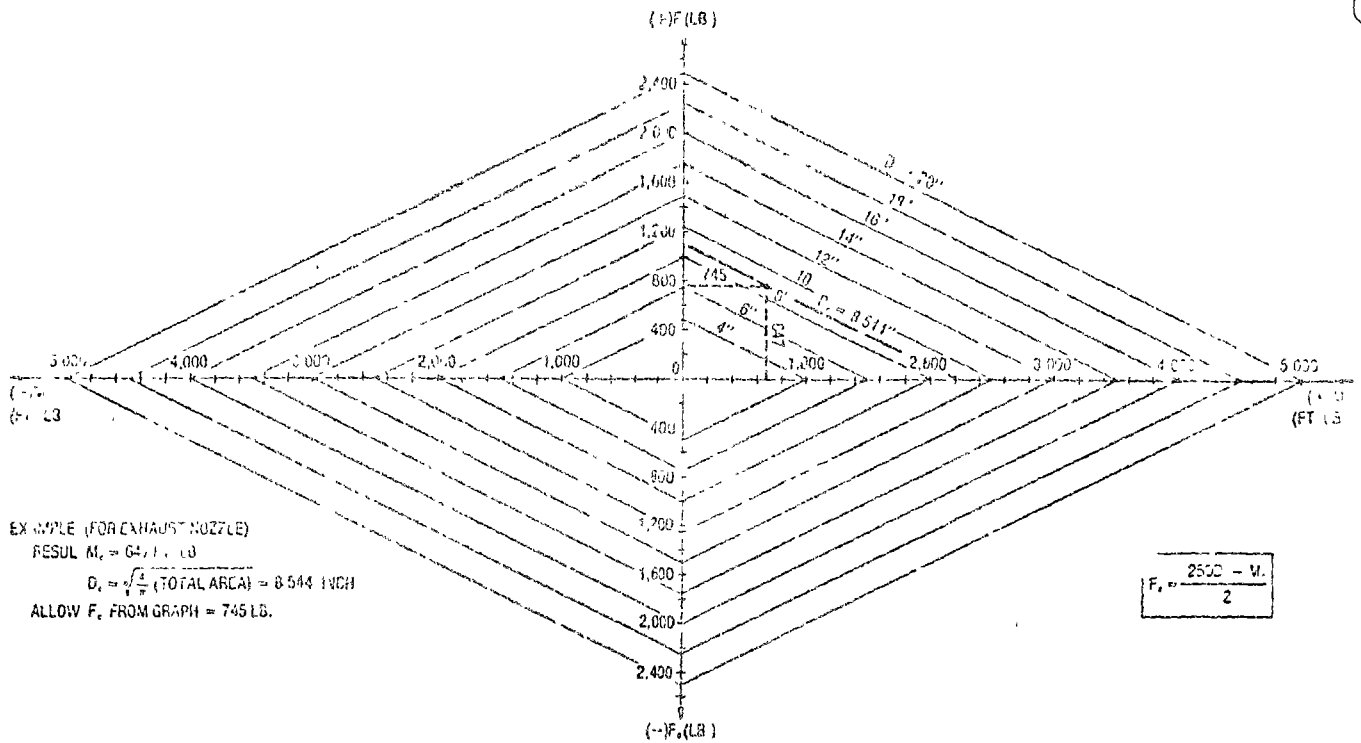


Fig. 2—NEMA allowable combined resultant forces and moments on steam turbine flanges.

- $M$  — Resultant moment (pound-feet).
- $D$  — Pipe size of the connection (I.P.S.) in inches up to 8 inches in diameter. For sizes greater than this, use a value of  $D$  equal to  $\frac{(16 + \text{I.P.S.})}{3}$  inches.

The diameter,  $D$ , used here is the nominal diameter. The usage of nominal diameter here was clarified with NEMA. The term I.P.S. in the code stands for iron pipe size and denotes here nominal pipe diameter. As an example, for 8-inch, Sch. 20 pipe, the nominal diameter, or iron pipe size, is 8 inch, whereas O.D. is 8.625 inch and I.D. is 7.125 inch.

When the resultant moment is equal to  $500D$ , the allowable resultant force is zero. This is the limit of this equation. Any further increase in  $M$ , will give a negative value for  $F$  which is meaningless even though some interpret the negative sign for  $F$  as force in the opposite direction.

It can be easily seen that Equation 1 is of straight line form and can be represented graphically for various values of the nominal diameter,  $D$ . The authors developed the graphical form for equation 1 and it is presented here as Fig. 1. Example problem given at the end of this article explains the use of this graph.

**COMBINED RESULTANTS AND THEIR COMPONENTS**

NEMA Code equations 2a and 2b define the allowable values for combined resultants and their components. The

two equations are given below. The combined resultants of the forces and moments of the inlet, extraction and exhaust connections, resolved at the centerlines of the exhaust connection must not exceed the following two conditions:

2a. These resultants must not exceed:

$$F_c = \frac{250 D_c - M_c}{2} \tag{2a}$$

$F_c$  — Combined resultant of inlet, extraction and exhaust forces, pounds.

$M_c$  — Combined resultant of inlet, extraction and exhaust moments and moments resulting from forces, pound-feet.

$D_c$  — Diameter (in inches) of circular opening equal to the total areas of the inlet, extraction and exhaust openings up to a value of 9 inches in diameter. For values beyond this, use a value of  $D_c$  equal to

$$\left( \frac{18 + \text{Equivalent diameter}}{3} \right) \text{ inches}$$

Equation 2 (a) is represented in graphical form and is given as Fig. 2.

2b. The components of these resultants shall not exceed:

$$F_v = 125D_c \quad M_v = 125D_c$$

$$F_h = 100D_c \quad M_h = 125D_c$$

$$F_s = 50D_c \quad M_s = 250D_c$$

$F_v$  — vertical component of  $F_c$ .

$F_h$  — horizontal component of  $F_c$  at right angles to turbine shaft.

- $F_x$  — horizontal component of  $F_c$  parallel to turbine shaft.
- $M_x$  — component of  $M_c$  in a vertical plane at right angles to turbine shaft.
- $M_y$  — component of  $M_c$  in a horizontal plane.
- $M_z$  — component of  $M_c$  in a vertical plane parallel to the turbine shaft.

The coordinate system used in the NEMA Code is shown in Figure 3. The diameter  $D_c$  is calculated as follows:

$$D_c = \text{equivalent diameter up to } 9'' \text{ diameter}$$

$$= \left( \frac{18 + \text{equivalent diameter}}{3} \right) \text{ for diameter greater than } 9''.$$

where equivalent diameter =  $\sqrt{\frac{4}{\pi}(\text{total area})}$

Equivalent diameter for circular openings =

$$\sqrt{D^2_{\text{Inlet Nominal}} + D^2_{\text{Exhaust Nominal}}}$$

Total area is the total of inlet, exhaust and extraction areas using the nominal diameters. The usage of inside diameter, because of the presence of the word "openings" in the code, may not be correct since the flow characteristics are not considered here.

### COMPONENTS OF ACTUAL RESULTANTS

As required by Equation 2 (a) the forces and moments at the inlet nozzle, are to be transferred to the exhaust nozzle.

The following equations are used to obtain the com-

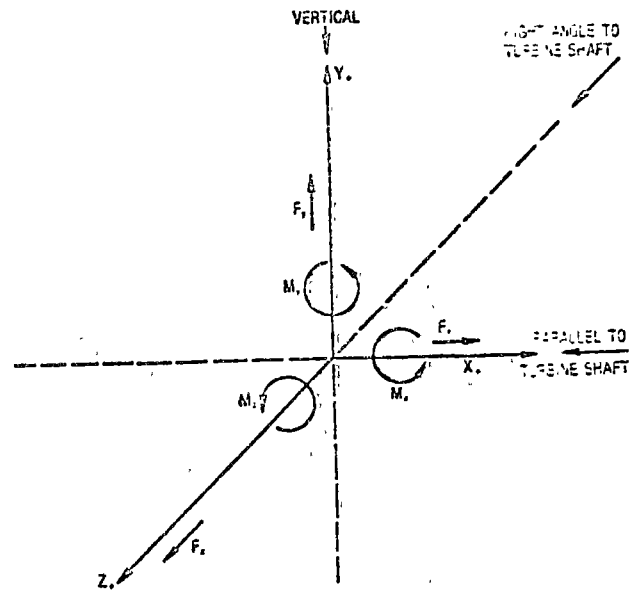


Fig. 3—Coordinate system used in NEMA code.

ponents of the actual resultant forces and moments along the specified axis at the exhaust nozzle.

$$\begin{aligned} \Sigma F_x &= F_x (\text{inlet}) + F_x (\text{exhaust}) \\ \Sigma F_y &= F_y (\text{inlet}) + F_y (\text{exhaust}) \\ \Sigma F_z &= F_z (\text{inlet}) + F_z (\text{exhaust}) \\ \Sigma M_x &= M_x (\text{inlet}) + M_x (\text{exhaust}) \\ &\quad - F_y (\text{inlet}) (Z_1) + F_z (\text{inlet}) (Y_1) \\ \Sigma M_y &= M_y (\text{inlet}) + M_y (\text{exhaust}) \\ &\quad + F_x (\text{inlet}) (Z_1) - F_z (\text{inlet}) (X_1) \\ \Sigma M_z &= M_z (\text{inlet}) + M_z (\text{exhaust}) \\ &\quad - F_x (\text{inlet}) (Y_1) + F_y (\text{inlet}) (X_1) \end{aligned} \quad (3)$$

TEMP 415°F  
MATERIAL CARBON STEEL  
NOMINAL DIAMETERS  
INLET 3 INCHES  
EXHAUST 8 INCHES

EXAMPLE PROBLEM

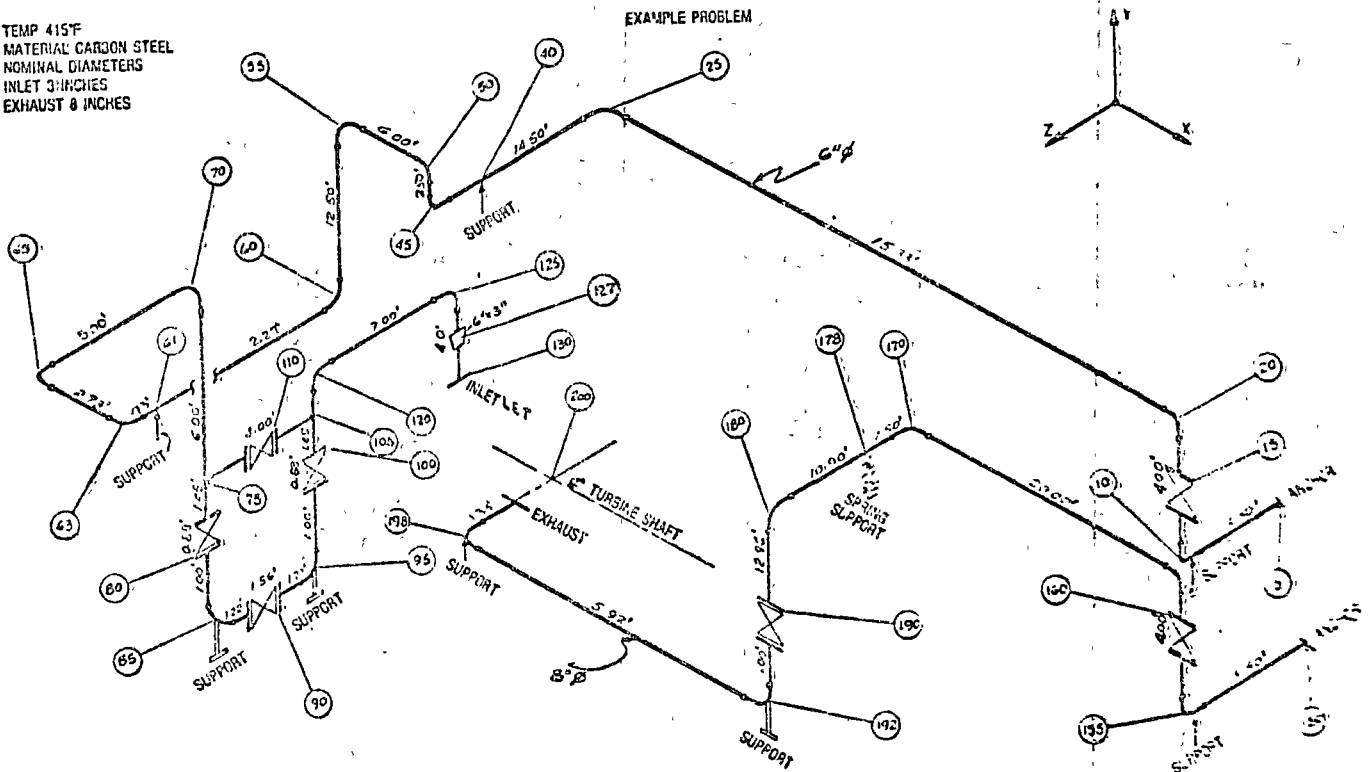


Fig. 4—Typical steam turbine piping system.



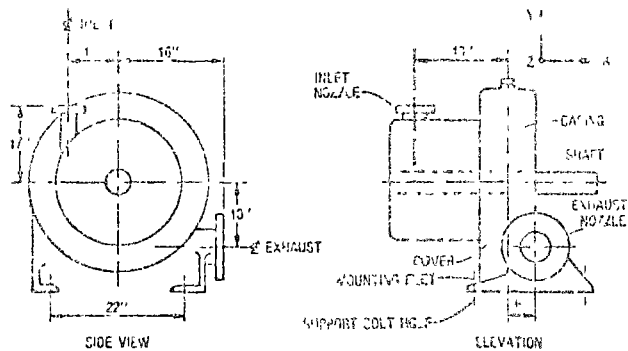


Fig. 5—Typical single stage vertically split steam turbine.

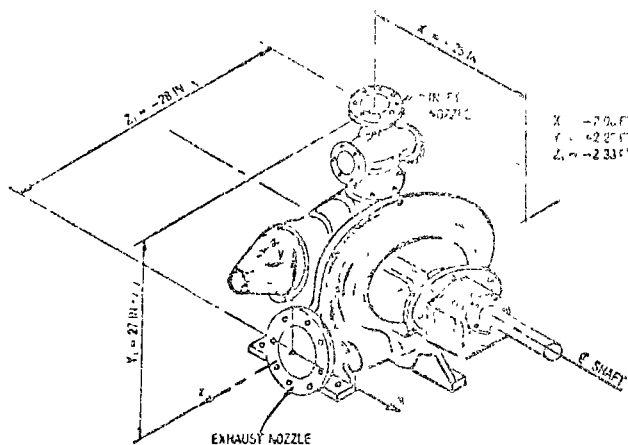


Fig. 6—X, Y, Z distances used in the example problem for Equations 3.

The summation sign is used in Equation 3 to denote that these are the components of the resultants after being transferred to the exhaust nozzle. The distances  $X_1$ ,  $Y_1$ ,  $Z_1$ , are linear distances from the exhaust nozzle to the inlet nozzle. The orientation of the X, Y, Z axes of piping isometrics should be the same as the coordinate system used in NEMA Code.

**EXAMPLE PROBLEM**

General layout of the piping system in consideration here is given as Fig. 4. The numbers inside circles are the reference data points for the computer program used. The steam turbine used in this example is a vertically split single stage turbine, the outline dimensions of which are given in Fig. 5.

The orientation of X, Y and Z axes and the distances  $X_1$ ,  $Y_1$ , and  $Z_1$  for the example problem are shown in Fig. 6. The distances are from the exhaust nozzle to the inlet nozzle. The minus sign shown with  $X_1$  and  $Z_1$  distances correspond with moment summations from Equations 3. The sign for these distances depend upon location of inlet nozzle with respect to exhaust nozzle in the NEMA coordinate system.

Local forces and moments at the inlet and exhaust nozzles obtained from flexibility analysis are listed in

Table I. These forces and moments will be used in further calculations.

**TABLE I—Computer results of forces and moments at each turbine nozzle**

LOCAL FORCES AND MOMENTS	AT INLET NOZZLE, 130	AT EXHAUST NOZZLE, 200
$F_x$ , Lb	- 30.	- 155.
$F_y$	- 55.	1095.
$F_z$	204.	170.
$F = \sqrt{F_x^2 + F_y^2 + F_z^2}$	213.	1119.
$M_x$ , Ft. Lb.	120.	44.
$M_y$	- 67.	- 425.
$M_z$	124.	- 722.
$M = \sqrt{M_x^2 + M_y^2 + M_z^2}$	185.	839.

**Actual forces and moments:**

Resultant force at exhaust nozzle,

$$F = \sqrt{F_x^2 + F_y^2 + F_z^2} = \sqrt{(-155)^2 + (1095)^2 + (170)^2} = 1119 \text{ Lb.}$$

Resultant force at inlet nozzle,

$$F = \sqrt{(-30)^2 + (-55)^2 + (204)^2} = 213 \text{ Lb.}$$

Resultant moment at exhaust nozzle,

$$M = \sqrt{(44)^2 + (-425)^2 + (-722)^2} = 839 \text{ Ft. Lb.}$$

Resultant moment at inlet nozzle,

$$M = \sqrt{(120)^2 + (-67)^2 + (124)^2} = 185 \text{ Ft. Lb.}$$

**Components of resultant forces and moments after being transferred to exhaust:**

using equation (3),

$$\Sigma F_x = F_x (\text{inlet}) \div F_x (\text{exhaust}) = (-30.) + (-155.) = -185 \text{ Lb.}$$

$$\Sigma F_y = -55 + 1095 = 1040.$$

$$\Sigma F_z = 204 + 170 = 374$$

$$\Sigma M_x = M_x (\text{inlet}) \div M_x (\text{exhaust}) - F_y (\text{inlet}) Z_1 + F_z (\text{inlet}) Y_1 = 120 + 44 - (-55) (-2.33) + (204) (\div 2.25) = 491.85 \text{ Ft. Lb.}$$

$$\Sigma M_y = M_y (\text{inlet}) \div M_y (\text{exhaust}) \div F_x (\text{inlet}) Z_1 - F_y (\text{inlet}) X_1 = -67 - 425 + (-30) (-2.33) - (204) (-2.08) = 2.22 \text{ Ft. Lb.}$$

$$\Sigma M_z = M_z (\text{inlet}) \div M_z (\text{exhaust}) - F_x (\text{inlet}) Y_1 + F_y (\text{inlet}) X_1 = 124. - 722. - (-30) (\div 2.25) + (-55) (-2.08) = -416 \text{ Ft. Lb.}$$

Continued

Combined resultant force and moment after being transferred to exhaust:

$$\begin{aligned} \text{Combined resultant force at exhaust} \\ &= \sqrt{(-185)^2 + 1040^2 + 374^2} \\ &= 1121 \text{ Lb.} \end{aligned}$$

Combined resultant moment at exhaust

$$\begin{aligned} &= \sqrt{494.85^2 + (2.22)^2 + (-416)^2} \\ &= 647 \text{ Ft. Lb.} \end{aligned}$$

### Allowable local forces and moments

NEMA Rule 1 is applied to calculate allowable forces and moments at each nozzle.

Exhaust nozzle:

$$\begin{aligned} \text{Allowable resultant force, } F &= \frac{500D - M}{3} \\ &= \frac{500(8) - 839}{3} = 1053.66 \text{ Lb.} \end{aligned}$$

Using Figure 1, the graphical form of Equation 1, allowable resultant force  $F$  at the exhaust nozzle is obtained as 1054 lb. This particular calculation is marked with a dotted line as an example on Fig. 1.

Inlet nozzle:

$$\begin{aligned} \text{Allowable resultant force, } F &= \frac{500(3) - 185}{3} \\ &= 438.33 \text{ Lb.} \end{aligned}$$

Allowable components of resultant forces and moments after being transferred to exhaust:

Using Equation 2b;

$$\begin{aligned} \text{Equivalent diameter} &= \sqrt{D_{(\text{inlet})}^2 + D_{(\text{exhaust})}^2} \\ &= \sqrt{3^2 + 8^2} = 8.544 \text{ inch.} \end{aligned}$$

This is below 9 inch limit for diameter given in NEMA Code. Therefore,  $D_c =$  Equivalent diameter = 8.544 inch.

$$F_y = 125 D_c = 125 (8.544) = 1068 \text{ Lb.}$$

$$F_z = 100 (8.544) = 854.4$$

$$F_x = 50 (8.544) = 427.$$

$$M_y = 125 (8.544) = 1068 \text{ Ft. Lb.}$$

$$M_z = 125 (8.544) = 1068.$$

$$M_x = 250 (8.544) = 2136$$



### About the authors

**S. KANNAPPAN** is the pipe stress analyst for S.I.P. Inc., Houston. Prior experience includes design of gears, H.V.A.C. systems, marine pipe laying systems and naval architectural design of offshore platforms. Mr. Kannappan has authored an ASME paper and a design data book in metric units. He holds a B.S. degree in mechanical engineering from Annamalai University, India and a M.S. degree in mechanical engineering from the University of Texas.

**VICTOR HELGUERO** is senior pipe stress analyst for S.I.P. Inc., Houston. He specializes in pipe supports, noise and vibration control for process plants. Prior experience includes extensive work in the area of analysis of piping stresses. He holds a B.S. degree in mechanical engineering from Texas A&M University and is a registered professional engineer in the State of Texas.



Allowable combined resultant force and moment at exhaust:

Using Equation 2a,

$$\begin{aligned} \text{Allowable combined resultant force, } F_c &= \frac{250D_c - M_c}{2} \\ &= \frac{250(8.544) - 647}{2} \\ &= 744.5 \text{ Lb.} \end{aligned}$$

Fig. 2 can be used to obtain the allowable combined resultant force,  $F_c$  as 745 lb. This calculation is marked with a dotted line as an example in Fig. 2.

TABLE 2—Actual and allowable forces and moments

NOZZLE	ACTUAL VALUES	ALLOWABLE VALUES BY NEMA	REMARKS
	Result. F	Result. F	
Inlet	= 213 Lb.	= 438.	O.K.
Exhaust	= 1119 Lb.	= 1054.	Exceeds
Combined	$\Sigma F_x = -185.$	$F_x = 427$	O.K.
Components	$\Sigma F_y = 1040.$	$F_y = 1068$	O.K.
	$\Sigma F_z = 374.$	$F_z = 854$	O.K.
	$\Sigma M_x = 495.$	$M_x = 2136.$	O.K.
	$\Sigma M_y = 2.$	$M_y = 1068.$	O.K.
	$\Sigma M_z = -416.$	$M_z = 1068.$	O.K.
Combined Resultant	$F_c = 1121.$	$F_c = 745.$	Exceeds
	$M_c = 647.$		

The actual and allowable forces and moments are tabulated in Table 2. As can be seen, the local allowable resultant force at the exhaust (1119 Lb) exceeds the NEMA allowable force (1054 lb). Also the combined resultant force (1121 lb) exceeds the allowable force (745 lb). The situation may be corrected by altering the piping system slightly. The manufacturers of the turbine may also be contacted. They may allow higher values for allowables based on the strength of the particular turbine in question. When large turbines are analyzed, it would be advisable to use another method of summing forces and moments.<sup>3</sup>

It is the experience of the authors that the allowable values obtained by using NEMA Code are conservative. It would be extremely helpful if NEMA, in its next revision to the Code, publishes the basis and criteria of the equations. The authors hope that this paper and the example problem will help the people in the industry to understand the terms used in NEMA equations and that the graphical form will reduce calculation time.

### ACKNOWLEDGMENT:

The authors express their gratitude to Fernando Estrera, Tim Hamberg, Kory Shephard, the management of S.I.P. Inc., Houston, and H. Colin Smith of National Electrical Manufacturer's Association for their help.

### LITERATURE CITED

- National Electrical Manufacturer's Association, Pub. No. SM-21-1977, "Multi-Stage Steam Turbines for Mechanical Drive Service."
- NEMA Pub. No. SM22-1976, "Single Stage Steam Turbines for Mechanical Drive Service."
- General Electric Co. Publication, "Steam Piping Systems Connected to Turbines."

load ( $P$ ) and moment ( $M$ ) and the value of the nondimensional stress ( $\sigma_r T^2 / P$ )

Step 3. Using the applicable value of load ( $P$ ), shell thickness ( $T$ ), and stress concentration factor ( $K_s$ ), calculate the maximum combined stress ( $\sigma$ ) thus:

$$K_s \left( \frac{\sigma_r T^2}{P} \right) \left( \frac{P}{T^2} \right)$$

In the case of a cylindrical attachment, this stress will be located on the outside surface of the vessel all the way around at its intersection with the attachment. If  $P$  is acting radially inward, a compressive (-) stress results, and  $P$  acts radially outward, a tensile (+) stress results. Since the stress normal to the surface of the vessel is zero,  $\sigma$  is the maximum stress intensity, i.e.,  $S = \sigma$ .

### 3.6.2 MAXIMUM STRESS RESULTING FROM OVERTURNING MOMENTS, $M_1$ AND $M_2$

Step 1. Resolve moments  $M_1$  and  $M_2$  vectorially into a single moment ( $M$ ) thus:

$$M = \sqrt{M_1^2 + M_2^2}$$

NOTE: It is assumed that  $M_1$  and  $M_2$  are orthogonally oriented. Also,  $M$  must not include torsional moment ( $M_t$ ) as shown in Fig. 1.

Step 2. Calculate the value of the applicable shell parameter ( $U$ ) as given in para. 3.2.1.

Step 3. Enter Fig. SR-1 at the value of  $U$  found in Step 2, and using the curve marked "external moment  $M$ " read off the value of the nondimensional stress ( $\sigma_r T^2 / \sqrt{R_m T} M$ ).

Step 4. Using the applicable value of moment ( $M$ ), shell thickness ( $T$ ), shell mean radius ( $R_m$ ), and stress concentration factor ( $K_s$ ), calculate the maximum combined stress ( $\sigma_r$ ) thus:

$$\sigma_r = K_s \left( \frac{\sigma_r T^2 \sqrt{R_m T}}{M} \right) \times \left( \frac{M}{T^2 \sqrt{R_m T}} \right)$$

In the case of a cylindrical attachment, this stress will be located on the outside surface of the vessel, at its intersection with the attachment, on the "forward side" of the moment ( $M$ ). The stress ( $\sigma$ ) will be distributed sinusoidally around the attachment. Since the stress normal to the surface of the vessel is zero,  $\sigma$  is the maximum stress intensity, i.e.,  $S = \sigma$ .

### 3.6.3 MAXIMUM STRESS RESULTING FROM COMBINED LOAD ( $P$ ) AND OVERTURNING MOMENT ( $M$ )

If load ( $P$ ) and moment ( $M$ ) are considered separately as outlined in 3.6.1 and 3.6.2 above, it is possible to consider the combined loading condition by superposing results of the two cases as follows:

$$K_s \left[ \left( \frac{\sigma_r T^2}{P} \right) \left( \frac{P}{T^2} \right) + \right.$$

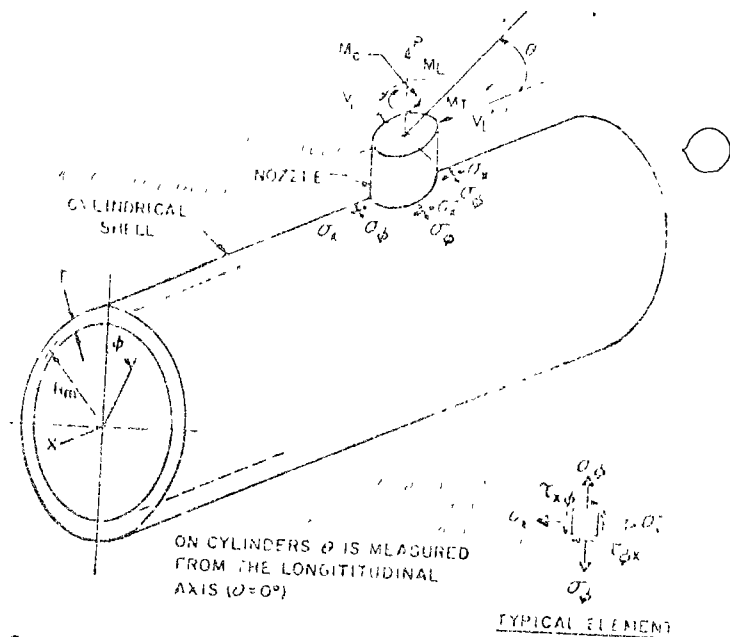


Fig. 2—Types of loading conditions at an attachment to a cylindrical shell

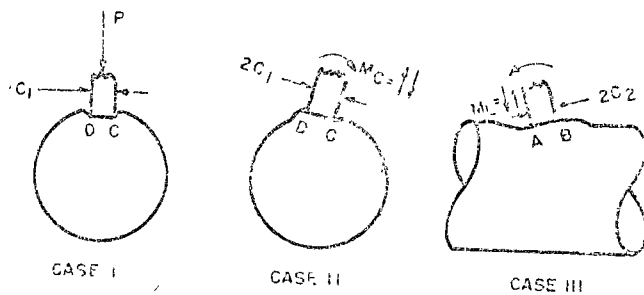
$$K_s \left[ \left( \frac{\sigma_r T^2 \sqrt{R_m T}}{M} \right) \left( \frac{M}{T^2 \sqrt{R_m T}} \right) \right]$$

In using this formula, the sign conventions established in Table 1 should be used.

## 4. Cylindrical Shells

### 4.1 Sign Convention

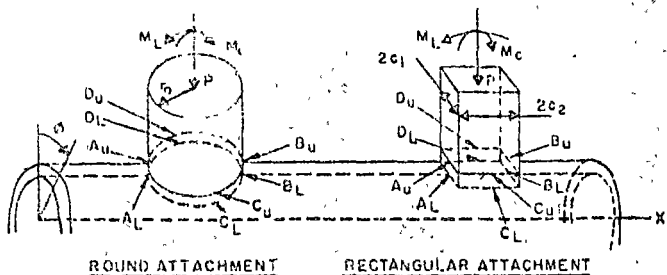
Stresses will be considered in the shell at the attachment-to-shell juncture in both the circumferential and longitudinal directions as shown in Fig. 2. A knowledge of the shell deflections resulting from various modes of loading permits one to predict whether resulting stresses will be tensile (+) or compressive (-).



Consider Case I showing a direct radial inward load,  $P$ . Here  $P$  acts similar to a local external pressure on the shell causing compressive membrane stresses. Furthermore, local bending occurs so that tensile bending stresses result on the inside of the vessel at  $C$  and  $D$  while compressive bending stresses result on the outside.

In Cases II and III, the applied moments are considered to act as couples composed of equal and opposite radial forces. Hence, tensile membrane stresses result at  $B$  and  $D$  while compressive membrane stresses result at  $A$  and  $C$ . As in Case I

Table 4—Sign Convention for Stresses Resulting from Radial and Moment Loading on a Cylindrical Shell



STRESS	LOCATION	LOADING		
		P	M <sub>L</sub>	M <sub>C</sub>
Membrane $\frac{N}{T}$ & $\frac{N_r}{T}$	A <sub>u</sub> A <sub>i</sub> B <sub>u</sub> B <sub>i</sub>			
	C <sub>u</sub> C <sub>i</sub> D <sub>u</sub> D <sub>i</sub>			
Bending $\frac{M}{T^2}$	A <sub>u</sub> A <sub>i</sub> B <sub>u</sub> B <sub>i</sub>			
	C <sub>u</sub> C <sub>i</sub> D <sub>u</sub> D <sub>i</sub>			
Bending $\frac{M_r}{T^2}$	A <sub>u</sub> A <sub>i</sub> B <sub>u</sub> B <sub>i</sub>			
	C <sub>u</sub> C <sub>i</sub> D <sub>u</sub> D <sub>i</sub>			

NOTE: 1) Sign convention for stresses: tension, compression.  
2) If load or moment directions reverse, all signs in applicable column reverse.

tensile bending stresses result at A and C on the inside of the vessel, and B and D on the outside of the vessel. Similarly, compressive bending stresses result at A and C on the outside and B and D on the inside.

In this manner Table 4 has been developed to show the signs of stresses resulting from various external loading conditions. These stresses are located in the vessel wall at its juncture with the attachment. Use of Table 4 permits one to use the nondimensional curves presented in the following procedure with a minimum of encumbrance and concern for sign convention.

The numerous stress components can be readily accounted for if a scheme similar to that shown in Table 5 is adopted. In using this scheme it is to be noted that the Maximum Shear Theory has been used to determine equivalent stress intensities. Also it is to be noted that evaluation of stresses resulting from internal pressure has been omitted.

Test work conducted by PVRC has shown that stresses attenuate rapidly at points removed from the attachment-to-shell juncture, the maximum stress usually being located at the juncture. However, in the general case of arbitrary loading, one has no assurance that the absolute maximum stress intensity will be located at one of the eight points considered in the above discussion. The maximum stress intensity could be located at some intermediate point around the juncture under an arbitrary load, or under a longitudinal moment with the circumstances outlined in para. 4.4 and

4.2 Parameters

The results of Bylaard's work have been plotted in terms of nondimensional geometric parameters by use of an electronic computer. Hence, the first step in this procedure is to evaluate the applicable geometric parameters  $\gamma$  and  $\beta$ .

4.2.1 SHELL PARAMETER ( $\gamma$ ). The shell parameter is given by the ratio of the shell mid-radius to shell thickness thus:

$$\gamma = R_m / T$$

4.2.2 ATTACHMENT PARAMETER ( $\beta$ ). For cylindrical shells, either round or rectangular attachments may be considered in the following manner:

4.2.2.1 Round Attachment: For a round attachment the parameter  $\beta$  is evaluated using the expression:

$$\beta = \frac{0.875 r_o}{R_m}$$

4.2.2.2 Square Attachment: For a square attachment the parameter is evaluated by:

$$\beta = \beta_1 = \beta_2 = \frac{c_1}{R_m} = \frac{c_2}{R_m}$$

4.2.2.3 Rectangular Attachment Subject to Radial Load (P): For this case  $\beta$  is evaluated as follows:

$$\beta_1 = \frac{c_1}{R_m} \quad \beta_2 = \frac{c_2}{R_m}$$

If  $\beta_1 > 1, \beta =$

$$\left[ 1 - \frac{1}{3} \left( \frac{\beta_1}{\beta_2} - 1 \right) \left( 1 - K_1 \right) \right] \sqrt{\beta_1 \beta_2}$$

If  $\beta_1 < 1, \beta =$

$$\left[ 1 - \frac{4}{3} \left( 1 - \frac{\beta_1}{\beta_2} \right) \left( 1 - K_2 \right) \right] \sqrt{\beta_1 \beta_2}$$

where K values are obtained from Table 6.

4.2.2.4 Rectangular Attachment Subject to Circumferential Moment (M<sub>c</sub>).

4.2.2.4.1: When considering membrane forces (N<sub>r</sub>):  $\beta = \sqrt{\beta_1^2 + \beta_2^2}$ . Then multiply values of N<sub>r</sub> (M<sub>c</sub>/R<sub>m</sub><sup>2</sup>β) so determined by C<sub>r</sub> from Table 7 (see para. 4.3).

4.2.2.4.2: When considering bending moment (M<sub>r</sub>):  $\beta = K_r \sqrt{\beta_1^2 + \beta_2^2}$  where K<sub>r</sub> is given in Table 7.

4.2.2.5 Rectangular Attachment Subject to Longitudinal Moment (M<sub>L</sub>).

4.2.2.5.1: When considering membrane forces (N<sub>t</sub>):  $\beta = \sqrt{\beta_1^2 + \beta_2^2}$ . Then multiply values of

1. Applied Load

Radial load	P	psi
Circ. Moment	$M_c$	in. lb.
Long. Moment	$M_L$	in. lb.
Torsion Moment	$M_t$	in. lb.
Trans. Load	$V_c$	lb.
Shear Load	$V_L$	lb.

2. Geometry

Wall thickness	T	in.
Outside diameter	$D_o$	in.
Inside diameter	$D_i$	in.
Radius	R	in.

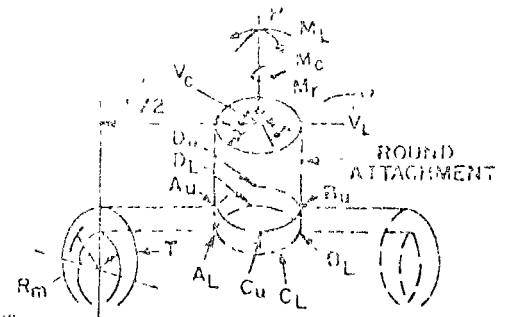
3. Material Properties

$$S = \frac{1}{(0.875)^2} \frac{V_c}{Rm}$$

4. Stress Concentration due to:

- a) internal load,  $K_i$
- b) external load,  $K_e$

NOTE: Correct force values in accordance with sign convention



CYLINDRICAL SHELL

Form Factor	Radial coefficient	Coefficients in formulas of stress and stress result	STRESSES - if load appropriate then show reverse sign minus										
			$\sigma_c$	$\sigma_L$	$\sigma_x$	$\sigma_y$	$\sigma_z$	$\sigma_w$	$\sigma_v$	$\sigma_u$			
1C	$\frac{P}{R}$	$\frac{P}{R} \left( \frac{R_o^2 + R_i^2}{R_o^2 - R_i^2} \right) \pm \frac{P R_i^2}{R_o^2 - R_i^2}$	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
1A	$\frac{M_c}{Rm}$	$\frac{M_c}{Rm} \left( \frac{R_o^2 + R_i^2}{R_o^2 - R_i^2} \right) \pm \frac{M_c R_i^2}{R_o^2 - R_i^2}$	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
1B	$\frac{M_L}{Rm}$	$\frac{M_L}{Rm} \left( \frac{R_o^2 + R_i^2}{R_o^2 - R_i^2} \right) \pm \frac{M_L R_i^2}{R_o^2 - R_i^2}$	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
2B or 2B-1	$\frac{M_t}{Rm}$	$\frac{M_t}{Rm} \left( \frac{R_o^2 + R_i^2}{R_o^2 - R_i^2} \right) \pm \frac{M_t R_i^2}{R_o^2 - R_i^2}$	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Add algebraically for summation of stress $\sigma_x =$													
4C	$\frac{V_c}{Rm}$	$\frac{V_c}{Rm} \left( \frac{R_o^2 + R_i^2}{R_o^2 - R_i^2} \right) \pm \frac{V_c R_i^2}{R_o^2 - R_i^2}$	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
2C	$\frac{M_c}{P}$	$\frac{M_c}{P} \left( \frac{R_o^2 + R_i^2}{R_o^2 - R_i^2} \right) \pm \frac{M_c R_i^2}{R_o^2 - R_i^2}$	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
4A	$\frac{M_c}{M_L Rm}$	$\frac{M_c}{M_L Rm} \left( \frac{R_o^2 + R_i^2}{R_o^2 - R_i^2} \right) \pm \frac{M_c R_i^2}{M_L Rm (R_o^2 - R_i^2)}$	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
2A	$\frac{M_c}{M_L Rm}$	$\frac{M_c}{M_L Rm} \left( \frac{R_o^2 + R_i^2}{R_o^2 - R_i^2} \right) \pm \frac{M_c R_i^2}{M_L Rm (R_o^2 - R_i^2)}$	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
4B	$\frac{M_L}{M_t Rm}$	$\frac{M_L}{M_t Rm} \left( \frac{R_o^2 + R_i^2}{R_o^2 - R_i^2} \right) \pm \frac{M_L R_i^2}{M_t Rm (R_o^2 - R_i^2)}$	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
2B or 2B-1	$\frac{M_L}{M_t Rm}$	$\frac{M_L}{M_t Rm} \left( \frac{R_o^2 + R_i^2}{R_o^2 - R_i^2} \right) \pm \frac{M_L R_i^2}{M_t Rm (R_o^2 - R_i^2)}$	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Add algebraically for summation of X stress, $\sigma_x =$													
Shear stress due to Torsion, $M_t$		$\tau \phi_x = \tau \phi = \frac{M_t}{Rm}$	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Shear stress due to load, $V_c$		$\tau \phi_y = \frac{V_c}{Rm}$	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Shear stress due to load, $V_L$		$\tau \phi_z = \frac{V_L}{Rm}$	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Add Algebraically for summation of shear stress, $\sigma_{xy} =$													
COMBINED STRESS INTENSITY S													
1) When $\sigma_y$ & $\sigma_x$ have like signs		$S = \frac{1}{2} \left[ \sigma_y + \sigma_x + \sqrt{(\sigma_y - \sigma_x)^2 + 4\tau^2} \right]$											
2) When $\tau = 0$		$S = \max(\sigma_y, \sigma_x) \text{ or } \left[ \sigma_y + \tau^2 \right]$											
3) When $\sigma_y$ & $\sigma_x$ have unlike signs		$S = \sqrt{(\sigma_y - \sigma_x)^2 + 4\tau^2}$											

$N_c (M_L R_m / P)$  so determined by  $(C_L)$  from Table 8 (see part 4.3).

4.2.2.5.2. When considering bending moment  $(M_L)$ :  $\beta = K_L \sqrt{D_o / P}$  where  $K_L$  is given in Table 8

4.3 Calculation of Stresses

4.3.1 STRESSES RESULTING FROM RADIAL LOAD, P.

4.3.1.1 Circumferential Stresses ( $\sigma_c$ )

Step 1. Using the applicable values of  $\beta$  and  $\gamma$

Table 6—Radial Load (P)

	$N_\phi$	$N_r$	$M_\phi$	$M_r$
K <sub>r</sub>	0.91	1.68	1.76	1.2
K <sub>t</sub>	1.43	1.2	0.88	1.25

Note: Above holds approximately within limits  $4 \geq \beta_1 \geq 1/4$

calculated in para. 4.2, enter Fig. 3C and read off the dimensionless membrane force  $[N_\phi/P/R_m]$ .

Step 2. By the same procedure used in Step 1, enter Fig. 1C or 1C-1 and find the dimensionless bending moment  $[M_\phi/P]$ .

Step 3. Using applicable values of  $P$ ,  $R_m$ , and  $T$ , find the circumferential membrane stress  $(N_\phi/T)$  by:

$$\frac{N_\phi}{T} = \left[ \frac{N_\phi}{P/R_m} \right] \cdot \left[ \frac{P}{R_m T} \right]$$

Step 4. By a procedure similar to that used in Step 3, find the circumferential bending stress  $(M_\phi/T^2)$  thus:

$$\frac{6M_\phi}{T^2} = \left[ \frac{M_\phi}{P} \right] \cdot \left[ \frac{6P}{T^2} \right]$$

Step 5. Combine the circumferential membrane and bending stresses by use of the general stress

equation (Section 2), together with the proper choice of sign (Table 4); i.e.:

$$\sigma_\phi = K_n \frac{N_\phi}{T} \pm K_b \frac{6M_\phi}{T^2}$$

4.3.1.2. Longitudinal Stresses ( $\sigma_r$ ): Follow the 5 steps outlined in 4.3.1.1 except that  $[N_r/P/R_m]$  is obtained using Fig. 4C; and  $[M_r/P]$ , using Fig. 2C or 2C-1. It follows that:

$$\frac{N_r}{T} = \left[ \frac{N_r}{P/R_m} \right] \cdot \left[ \frac{P}{R_m T} \right]$$

$$\frac{6M_r}{T^2} = \left[ \frac{M_r}{P} \right] \cdot \left[ \frac{6P}{T^2} \right] \text{ and}$$

$$\sigma_r = K_n \frac{N_r}{T} \pm K_b \frac{6M_r}{T^2}$$

### 4.3.2 STRESSES RESULTING FROM CIRCUMFERENTIAL MOMENT, $M_c$

#### 4.3.2.1 Circumferential Stresses ( $\sigma_t$ ):

Step 1. Using the applicable values of  $\beta$  and  $\gamma$  calculated in para. 4.2, enter Fig. 3A and read off the dimensionless membrane force  $N_\phi/(M_c/R_m^2\beta)$ .

Step 2. By the same procedure used in Step 1, enter Fig. 1A and find the dimensionless bending moment  $M_\phi/(M_c/R_m\beta)$ .

Step 3. Using applicable values of  $M_c$ ,  $R_m$ ,  $\beta$

Table 7—Circumferential Moment ( $M_c$ )

$\beta_1/\beta_2$	$\gamma$	$K_c$ for 0	$K_c$ for $M_\phi$	$K_c$ for $M_r$	$C_c$ for $N_\phi$	$C_c$ for $M_c$
1/4	15	1.09	1.31	1.84	0.31	0.49
	50	1.01	1.24	1.62	0.21	0.46
	100	0.97	1.16	1.45	0.15	0.44
	300	0.92	1.02	1.17	0.09	0.46
1/2	15	1.00	1.09	1.36	0.64	0.75
	50	0.98	1.08	1.31	0.57	0.75
	100	0.94	1.04	1.26	0.51	0.76
	300	0.95	0.99	1.13	0.39	0.77
2	15	(1.00)	(1.20)	(0.97)	(1.7)	(1.3)
	100	1.19	1.10	0.95	1.43	1.12
	300		(1.00)	(0.90)	(1.3)	(1.00)
4	15	(1.00)	(1.47)	(1.08)	(1.75)	(1.31)
	100	1.49	1.38	1.06	1.49	0.81
	300		(1.27)	(0.98)	(1.36)	(0.74)

Note: The values in parenthesis determined by an approximate solution.

Table 8—Longitudinal Moment ( $M_L$ )

$\beta_1/\beta_2$	$\gamma$	$K_L$ for 0	$K_L$ for $M_\phi$	$K_L$ for $M_r$	$C_L$ for $N_\phi$	$C_L$ for $M_L$
1/4	15	1.14	1.80	1.24	0.75	0.43
	50	1.13	1.65	1.16	0.77	0.33
	100	1.18	1.59	1.11	0.80	0.24
	300	1.31	1.56	1.11	0.90	0.07
1/2	15	(1.00)	(1.08)	(1.04)	(0.90)	(0.76)
	100	1.00	1.07	1.02	0.97	0.68
	300	(1.00)	(1.05)	(1.02)	(1.10)	(0.60)
2	15		(0.94)	(1.12)	(0.87)	(1.30)
	100	1.09	0.89	1.07	0.81	1.11
	300		(0.79)	(0.90)	(0.80)	(1.30)
4	15	1.39	0.90	1.24	0.68	1.20
	100	1.18	0.81	1.12	0.51	1.08
	300		(0.64)	(0.83)	(0.50)	(1.34)

Note: The values in parenthesis determined by an approximate solution.

4.3.2.1 *Circumferential Stresses ( $\sigma_c$ )* Follow the 5 steps outlined in 4.3.2.1 except that  $[N_c, (M_c, R_m, \beta)]$  is obtained using Fig. 1A; and  $[M_c, (M_c, R_m, \beta)]$  using Fig. 2A. It follows that:

$$\frac{N_c}{T} = \left[ \frac{N_c}{M_c, R_m, \beta} \right] \cdot \left[ \frac{M_c}{R_m, \beta T} \right]$$

Step 4. By a procedure similar to that used in Step 3, find the circumferential bending stress ( $6M_c/T$ ). Thus:

$$\frac{6M_c}{T} = \left[ \frac{M_c}{M_c, R_m, \beta} \right] \cdot \left[ \frac{6M_c}{R_m, \beta T} \right]$$

Step 5. Combine the circumferential membrane and bending stresses by use of the general stress equation (Section 2) together with proper choice of sign (Table 4); i.e.,

$$\sigma_c = K_a \frac{N_c}{T} + K_b \frac{6M_c}{T}$$

4.3.2.2 *Longitudinal Stresses ( $\sigma_l$ )* Follow the 5 steps outlined in 4.3.2.1 except that  $[N_l, (M_l, R_m, \beta)]$  is obtained using Fig. 1A; and  $[M_l, (M_l, R_m, \beta)]$  using Fig. 2A. It follows that:

$$\frac{N_l}{T} = \left[ \frac{N_l}{M_l, R_m, \beta} \right] \cdot \left[ \frac{M_l}{R_m, \beta T} \right]$$

$$\frac{6M_l}{T} = \left[ \frac{M_l}{M_l, R_m, \beta} \right] \cdot \left[ \frac{6M_l}{R_m, \beta T} \right]$$

$$\sigma_l = K_a \frac{N_l}{T} + K_b \frac{6M_l}{T}$$

### 4.3.3 STRESSES RESULTING FROM LONGITUDINAL MOMENT, $M_l$ .

4.3.3.1 *Circumferential Stresses ( $\sigma_c$ )* Follow the 5 steps outlined in 4.3.2.1 except that  $[N_c, (M_c, R_m, \beta)]$  is obtained using Fig. 3B; and  $[M_c, (M_c, R_m, \beta)]$ , using Fig. 4B or 4B-C. It follows that:

$$\frac{N_c}{T} = \left[ \frac{N_c}{M_c, R_m, \beta} \right] \cdot \left[ \frac{M_c}{R_m, \beta T} \right]$$

$$\frac{6M_c}{T} = \left[ \frac{M_c}{M_c, R_m, \beta} \right] \cdot \left[ \frac{6M_c}{R_m, \beta T} \right]$$

4.3.3.2 *Longitudinal Stresses ( $\sigma_l$ )* Follow the 5 steps outlined in 4.3.2.1 except that  $[N_l, (M_l, R_m, \beta)]$  is obtained using Fig. 4B, and  $[M_l, (M_l, R_m, \beta)]$ , using Fig. 2B or 2B-1. It follows that:

$$\frac{N_l}{T} = \left[ \frac{N_l}{M_l, R_m, \beta} \right] \cdot \left[ \frac{M_l}{R_m, \beta T} \right]$$

$$\frac{6M_l}{T} = \left[ \frac{M_l}{M_l, R_m, \beta} \right] \cdot \left[ \frac{6M_l}{R_m, \beta T} \right]$$

4.3.4 STRESSES RESULTING FROM TORSIONAL MOMENT,  $M_t$ . In the case of a round attachment (such as a pipe), torsional moment is assumed to induce only shear stresses, so that shear stress ( $\tau$ ) in the shell at the attachment-to-shell juncture is given by:

$$\tau_{\phi} = \tau_{\theta} = \frac{M_t}{2\pi r_0^2 T}$$

if only shear stresses are being considered, it is to be noted that the equivalent stress intensity is twice the above calculated shear stress.

In the case of rectangular attachments, torsional moment produces a complex stress field in the shell. Acceptable methods of analyzing this situation are not available at this time. If the designer has reason for concern, the problem should be resolved by testing in accordance with established code procedures.

4.3.5 STRESSES RESULTING FROM SHEAR LOADS,  $V_t$  AND  $V_l$ . Bijlaard has proposed\* that shear force ( $V$ ) can be assumed transmitted to the shell entirely by membrane shear force. Therefore stresses in the shell at the attachment-to-shell juncture can be approximated as follows:

#### 4.3.5.1 Round Attachment

$$\tau_{\theta} = \frac{V_t}{\pi r_0 T} \cos \theta \quad (\text{max. at A and B})$$

$$\tau_{\phi} = \frac{V_l}{\pi r_0 T} \sin \theta \quad (\text{max. at C and D})$$

#### 4.3.5.2 Rectangular Attachment

$$\tau_{\theta} = \frac{V_t}{4c_1 T}$$

$$\tau_{\phi} = \frac{V_l}{4c_2 T}$$

4.3.6 STRESSES RESULTING FROM ARBITRARY LOADING. In the general case, all applied loads and moments must be resolved at the attachment-to-shell interface in the three principal directions, i.e., they must be resolved into components  $P$ ,  $V_t$ ,  $V_l$ ,  $M_c$ ,  $M_l$ , and  $M_t$ . If one then proceeds in the manner previously outlined (e.g., para 4.3.1.1) membrane, bending and shear stresses can be evaluated at eight points in the shell at its juncture with the attachment. These eight points are shown in the sign convention chart, Table 4.

### 4.4 Nondimensional Curves for Cylindrical Shells

The nondimensional curves which follow constitute, in general, a reprint of Bijlaard's data to  $\bar{r}_0$  semilog scale in order that certain portions of the curves can be read with greater facility. Those portions of the curves which are taken directly from Bijlaard's work are shown as solid curves; those portions of the curves which have been modified on the basis of recent experimental data as discussed in Appendix V are shown as dotted curves.

In the case of longitudinal moment loading and axial loading (thrust), two sets of curves are shown for the bending components of stress—one set ap-

\* See reference 11.

plying to the longitudinal axis (Fig. 1B-1).  
 directly from the original curves, or to the transverse axis (thrust). In the latter case, a portion of the original curves has been deleted in order to emphasize that the curves should not be used beyond the limits indicated. This was done because the available data indicated that the "outer limits" of the curves were appreciably unconservative, with no feasible means to "correct" them (as explained in Appendix A).

In the case of longitudinal moment, the exact location of the maximum stress cannot be defined with certainty, but Fig. A-14 will provide an estimate of its location (considering that the location of maximum stress under internal pressure and longitudinal moment was essentially the same on HT model "C-1," as shown on Figs. A-2 and A-3). It should also be noted that, to the best of our knowledge, the curves for "maximum stresses off the axes of symmetry" (Figs. 1B-1 and 2B-1) would apply only to the case of a round, flexible nozzle connection; it is conceivable that a similar effect might apply to a rigid square or rectangular attachment, for which the shell at the outer edges of the attachment might take a greater part of the load than that portion of the shell adjacent to the longitudinal centerline. However, we know of no direct evidence to support such an assumption.

#### 4.4.1 LIST OF NONDIMENSIONAL CURVES FOR CYLINDRICAL SHELLS

Fig. 1A	Moment $M_x (M, R_m, \beta)$ due to $M_L$
Fig. 2A	Moment $M_y (M, R_m, \beta)$ due to $M_L$
Fig. 3A	Membrane force $N_x (M, R_m^2, \beta)$ due to $M_L$
Fig. 4A	Membrane force $N_y (M, R_m^2, \beta)$ due to $M_L$
Fig. 1B or 1B-1	Moment $M_{\phi} / (M_L / R_m, \beta)$ due to $M_L$
Fig. 2B or 2B-1	Moment $M_{\theta} / (M_L / R_m, \beta)$ due to $M_L$
Fig. 3B	Membrane force $N_x (M_L / R_m^2, \beta)$ due to $M_L$
Fig. 4B	Membrane force $N_y (M_L / R_m^2, \beta)$ due to $M_L$
Fig. 1C or 1C-1	Moment $M_{\phi} / P$ due to $P$
Fig. 2C or 2C-1	Moment $M_{\theta} / P$ due to $P$
Fig. 3C	Membrane force $N_x / P R_m$ due to $P$
Fig. 4C	Membrane force $N_y / P R_m$ due to $P$

#### 5. Limitations on Application

Where relatively large attachments are considered, or when situations are encountered that deviate considerably from the idealized cases presented herein, the designer should refer to para. A-3

and to the original references to ascertain the limitations of applicability for the procedure used.

However, there are a few generalizations that can safely be made regarding vessel and attachment geometry.

**4.5.1 EXTERNAL RADIAL LOAD.** Stresses are affected very little by the ratio of shell length to shell radius ( $l/R_m$ ). Therefore, no restriction is made on the point of load application except in very extreme cases. The curves included in this report are for an  $l/R_m$  ratio of 8, which is sufficient for most practical applications. On the basis of data presented in Bibliographical Reference 2, results based on an  $l/R_m$  ratio of 8 will be slightly conservative for lesser values of  $l/R_m$  ratio and unconservative for greater values of  $l/R_m$  ratio. However, the error involved does not exceed approximately 10% of all  $l/R_m$  values greater than 3, which should be sufficiently accurate for most calculations. Since for lesser values of  $l/R_m$ , the results are conservative, no restriction will ordinarily be necessary on  $l/R_m$  ratio or the point of load application. For extreme cases or for "off center" loading, one may make corrections by use of the curves presented on page 8 of Bibliographical Reference 2, if desired.

Results are not considered applicable in cases where the length of the cylinder ( $l$ ) is less than its radius ( $R_m$ ). This applies either to the case of an open ended cylinder or closed ended cylinder where the stiffness is appreciably modified from the case considered.

**4.5.2 EXTERNAL MOMENT.** Results are applicable in the case of longitudinally off center attachments (a more usual case) provided that the attachment is located at least half the shell radius ( $1/2 R_m$ ) from the end of the cylinder.

**4.5.3 ATTACHMENT STRESSES.** The foregoing procedure provides one with a tool to find stresses in the shell, but not in the attachment. Under certain conditions, stresses may be higher in the attachment than they are in the vessel. For example, in the case of a nozzle, it is likely that the stresses will be higher in the nozzle wall than they are in the vessel wall if the nozzle opening is unreinforced or if the reinforcement is placed on the vessel wall and not on the nozzle.

#### 5. Acknowledgment

The authors wish to acknowledge the significant contributions made by J. B. Mahoney of Applied Technology Associates Inc. and M. G. Dhanwan of the Bureau of Ships during the preparation of this paper. In addition, the comments received during the review of this document by the members of the PVRC Subcommittee on Reinforced Openings and External Loadings are deeply appreciated.



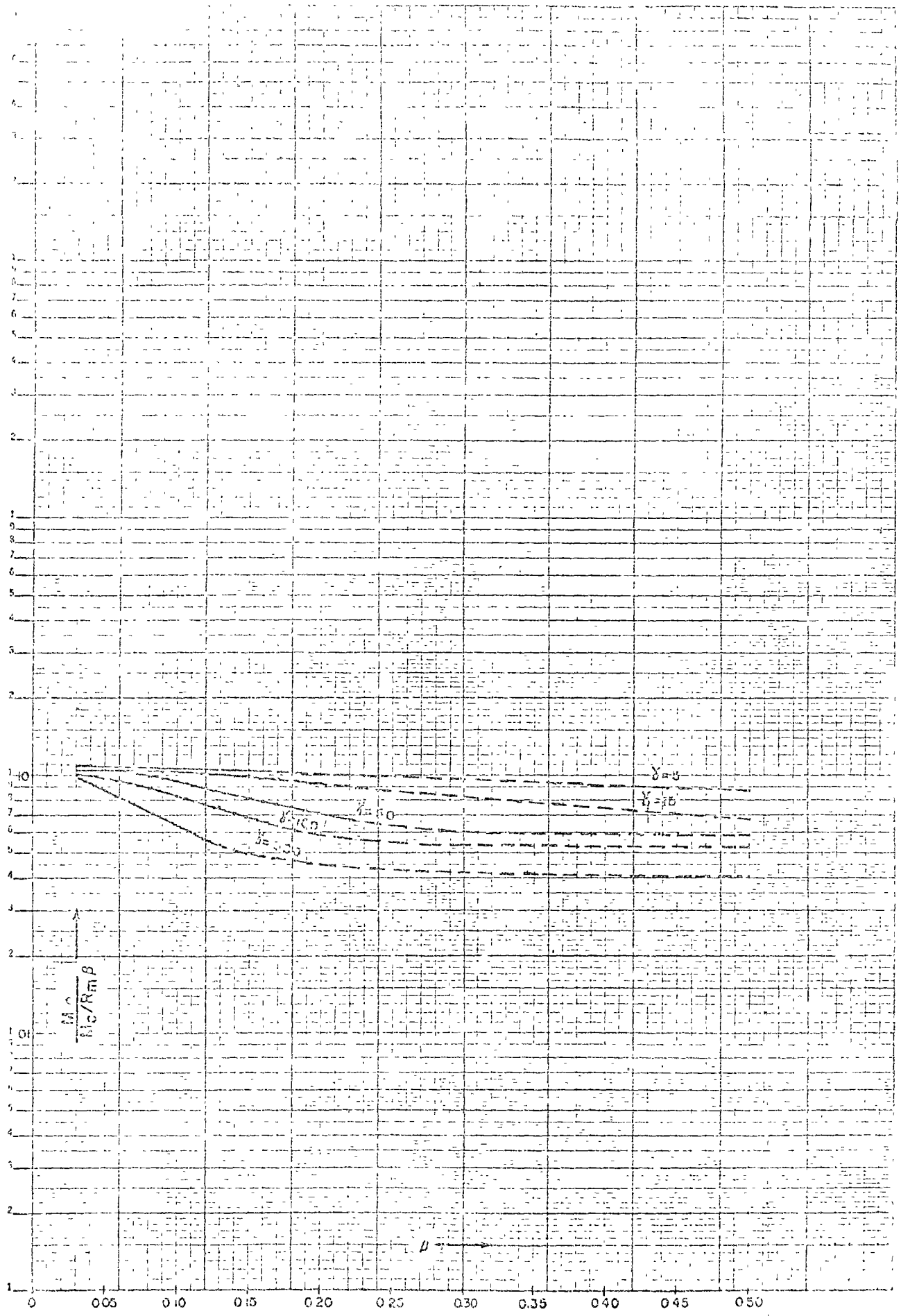


Fig. 1A- Moment  $M_\phi$  ( $M/R_m \beta$ ) due to an external circumferential moment  $M$ , on a circular cylinder

$E, A$  = modulus of elasticity ( $\text{kg/cm}^2$ ) and  $I$  = moment of inertia of the cross-section of the cylinder

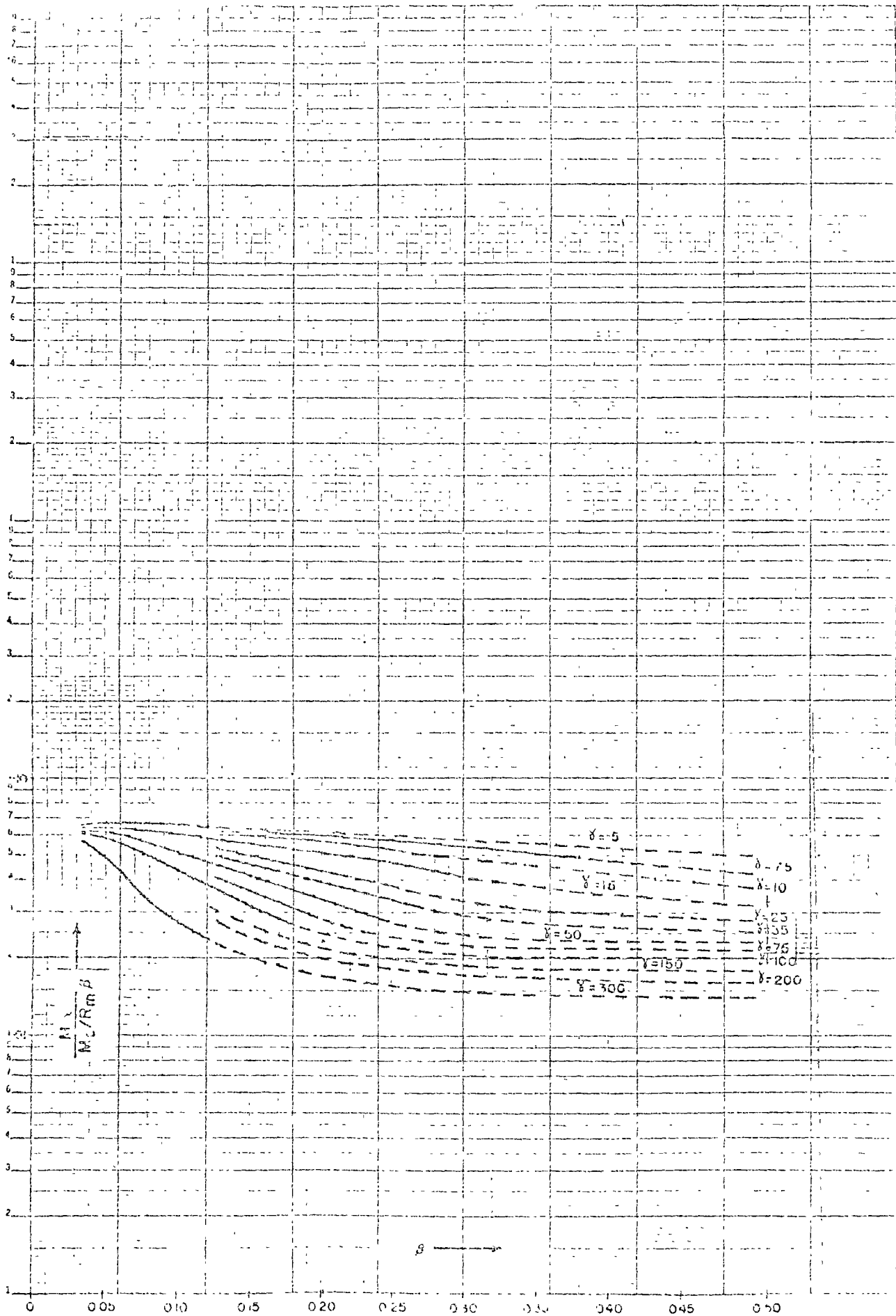


Fig. 2A—Moment  $M_x / (M_0 R / \beta)$  due to an external circumferential moment  $M_0$  on a circular cylinder

Stresses in Shells

$F_x$  due to the moment  $M_x / (M_0 R / \beta)$  due to an external circumferential

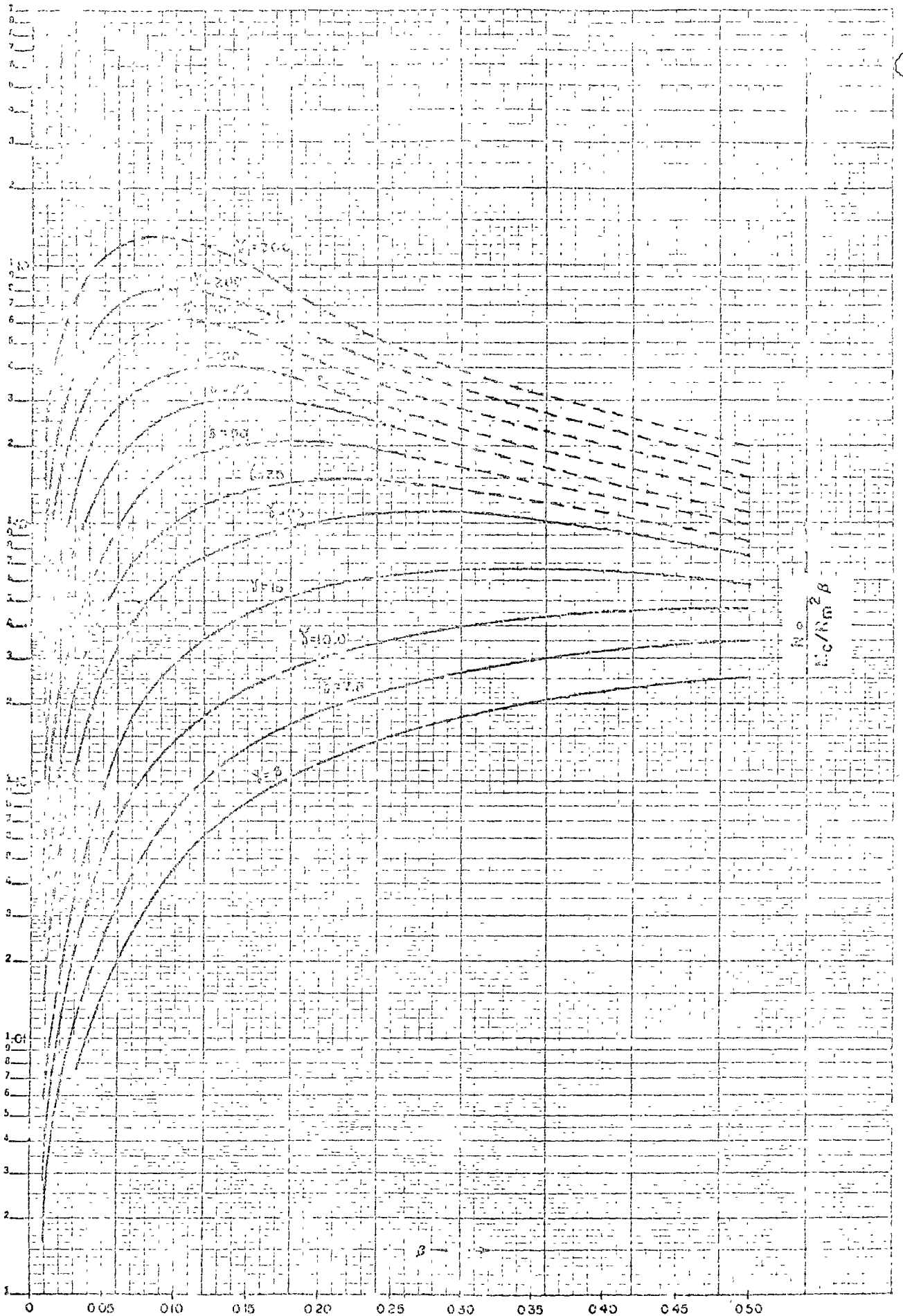


Fig. 3A—Membrane force  $N_\phi / (M / R_m \beta)$  due to an external circumferential moment  $M$ , on a circular cylinder

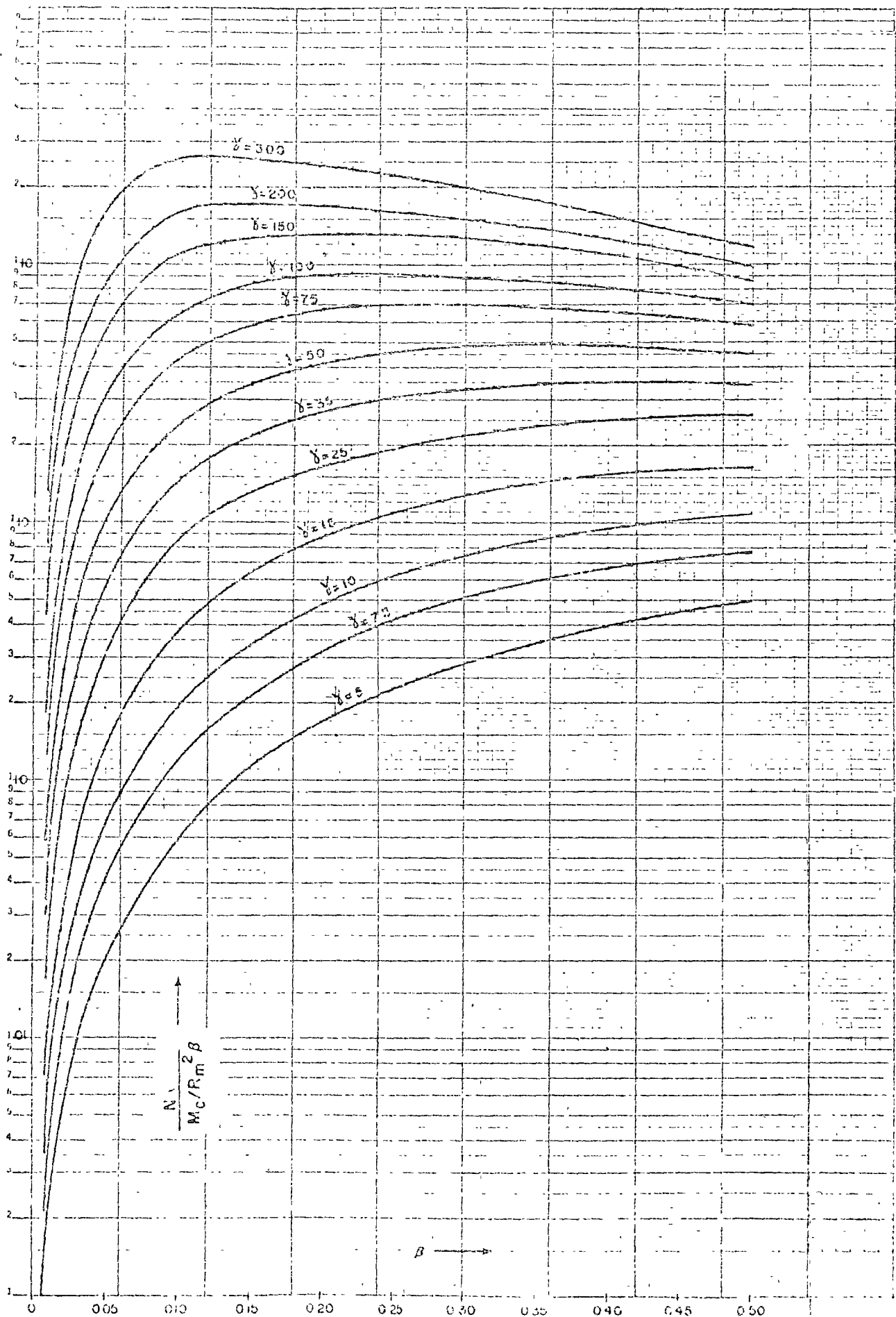


Fig. 4A—Membrane force  $N_c / (M_c / R_m^2 \beta)$  due to an external circumferential moment  $M_c$  on a circular cylinder

Fig. 4A—La force membranaire  $N_c \times R_m / (M_c \times R_m^2 \beta)$  due à un moment  $M_c$  sur un cylindre circulaire

Stresses in Shells

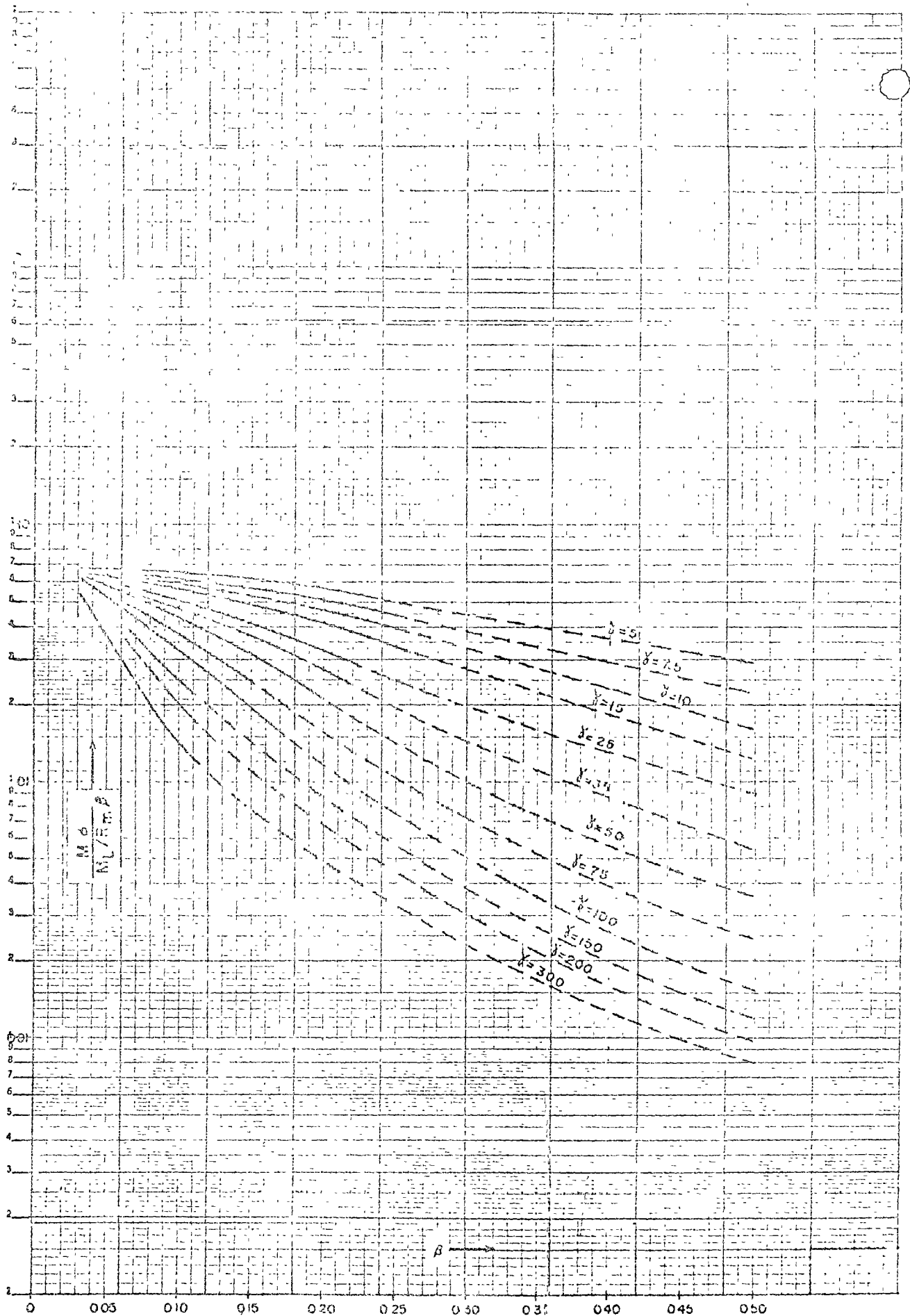


Fig. 1B—Moment  $M_\phi / (M_L / R_m)$  due to an external longitudinal moment  $M_L$  on a circular cylinder (Stress on the longitudinal plane of symmetry)

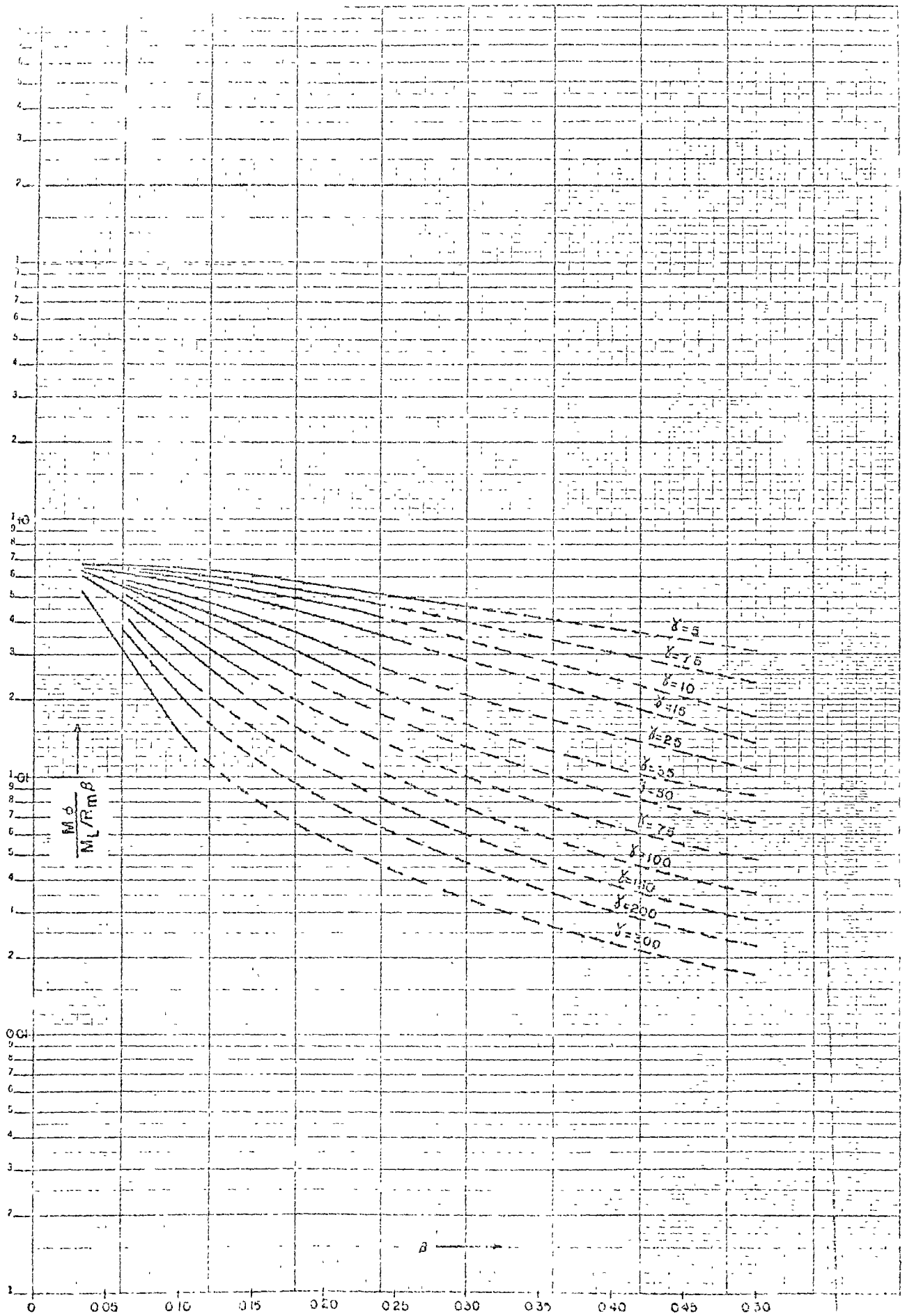


Fig. 1B-1—Moment  $M_x/(M_1/R_m)$  due to an external longitudinal moment  $M_1$  on a circular cylinder

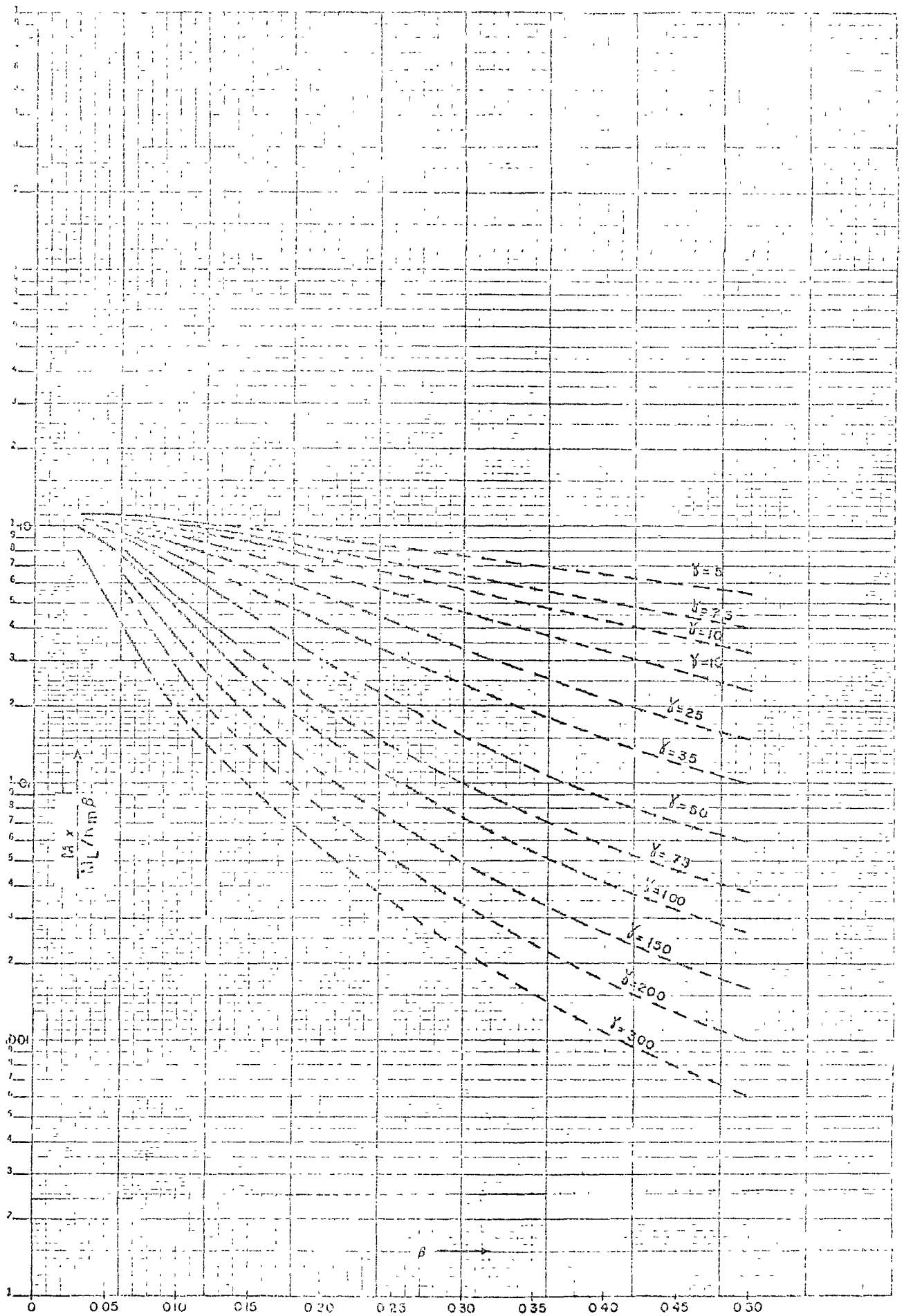


Fig. 2B-Moment  $M_x / (M_1 / R_m \beta)$  due to an external longitudinal moment  $M_1$  on a circular cylinder (stress on longitudinal axis of symmetry)

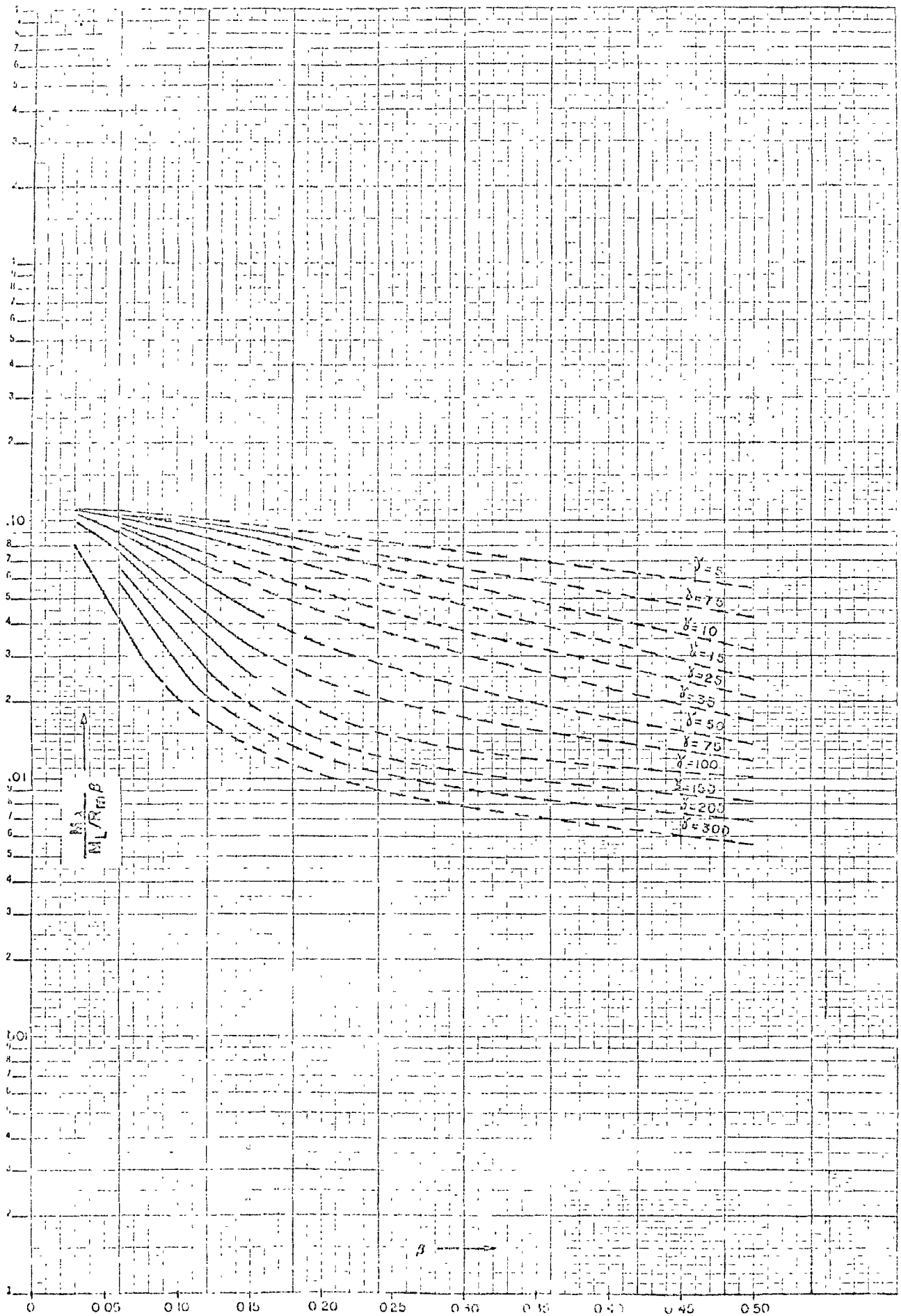


Fig. 20-1- Moment  $M_y/(M_0/R_0 b)$  due to an external longitudinal moment  $M_0$  on a circular cylinder



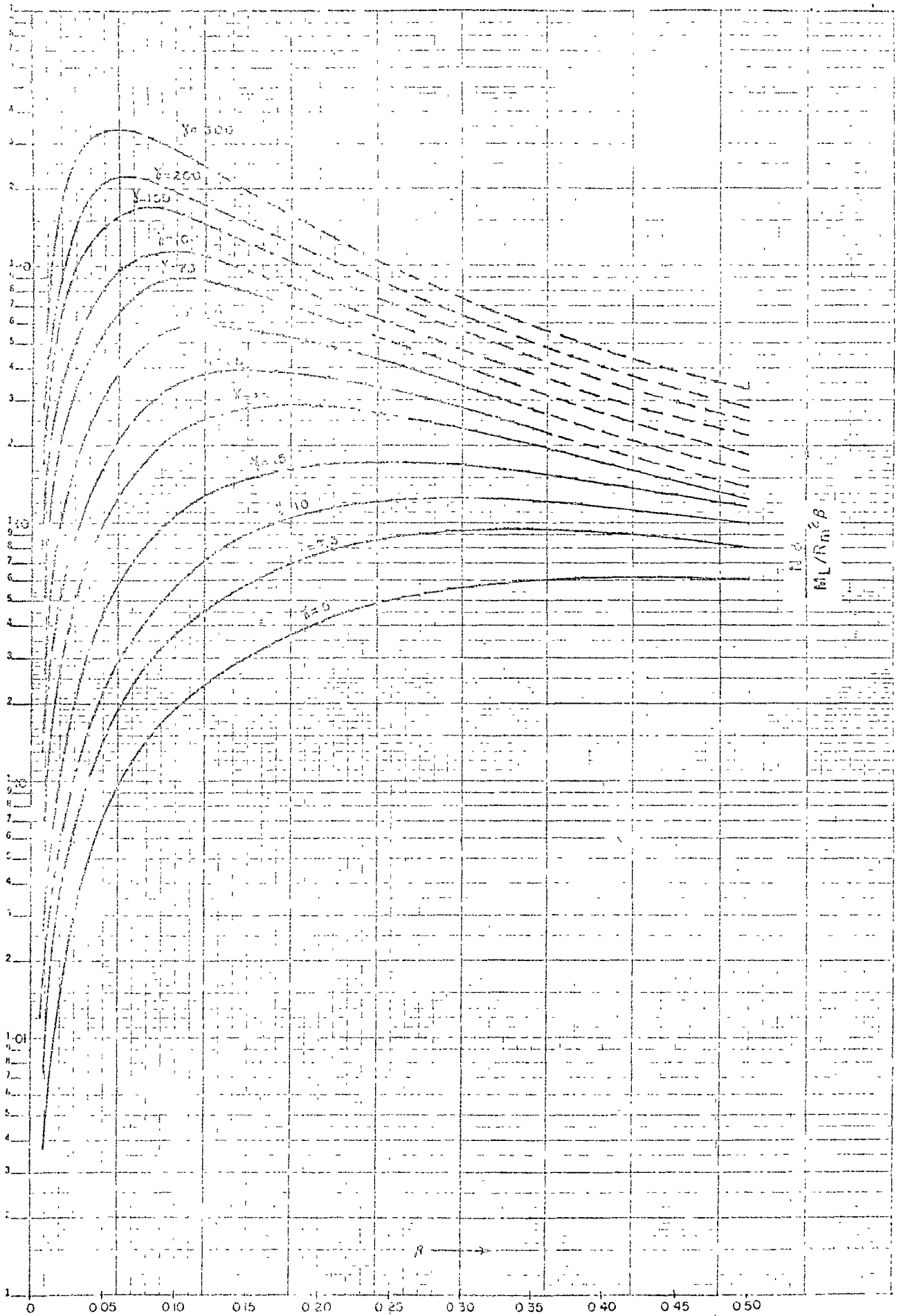


Fig. 3B—Membrane force  $N_\phi / (M_1 / R_m \beta)$  due to an external longitudinal moment  $M_1$  on a circular cylinder

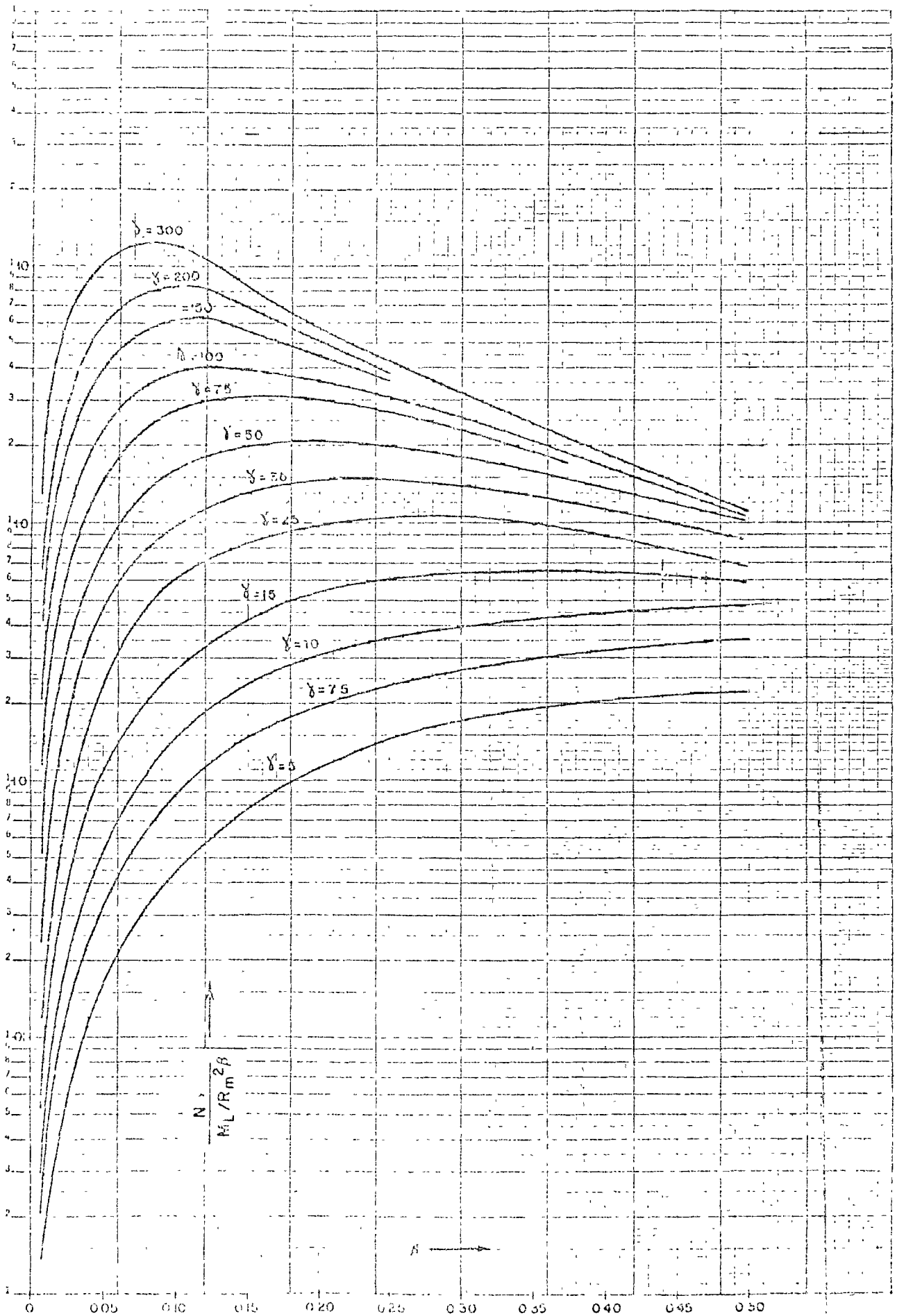


Fig. 1B--Membrane force  $N / (M_L / R_m)$  due to an external longitudinal moment  $M_L$  on a circular cylinder

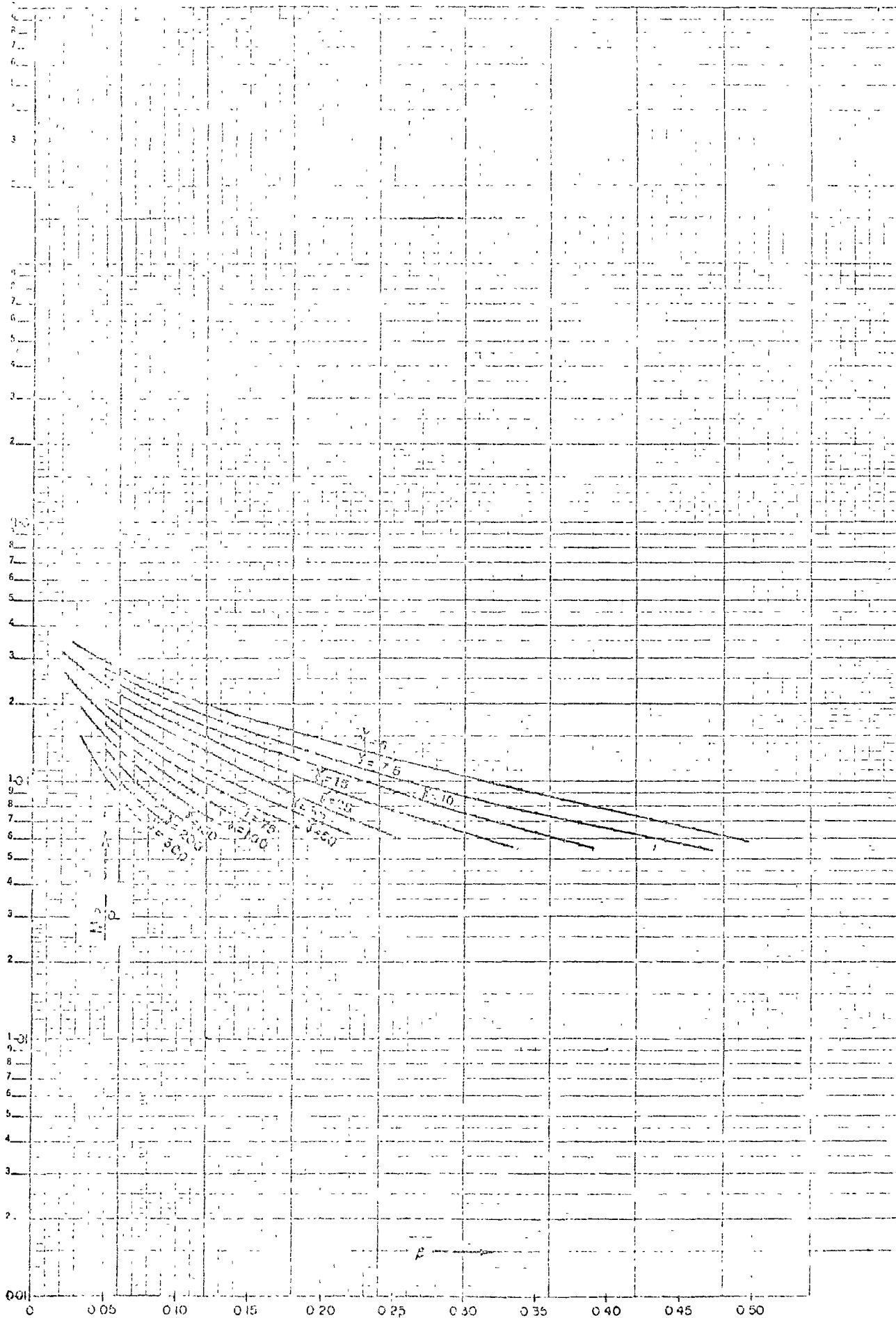


Fig. 1C—Bending moment  $M_x/P$  due to an external radial load  $P$  on a circular cylinder (transverse axis)

Fig. 1C—Bending moment  $M_x/P$  due to an external radial load  $P$  on a circular cylinder (transverse axis)

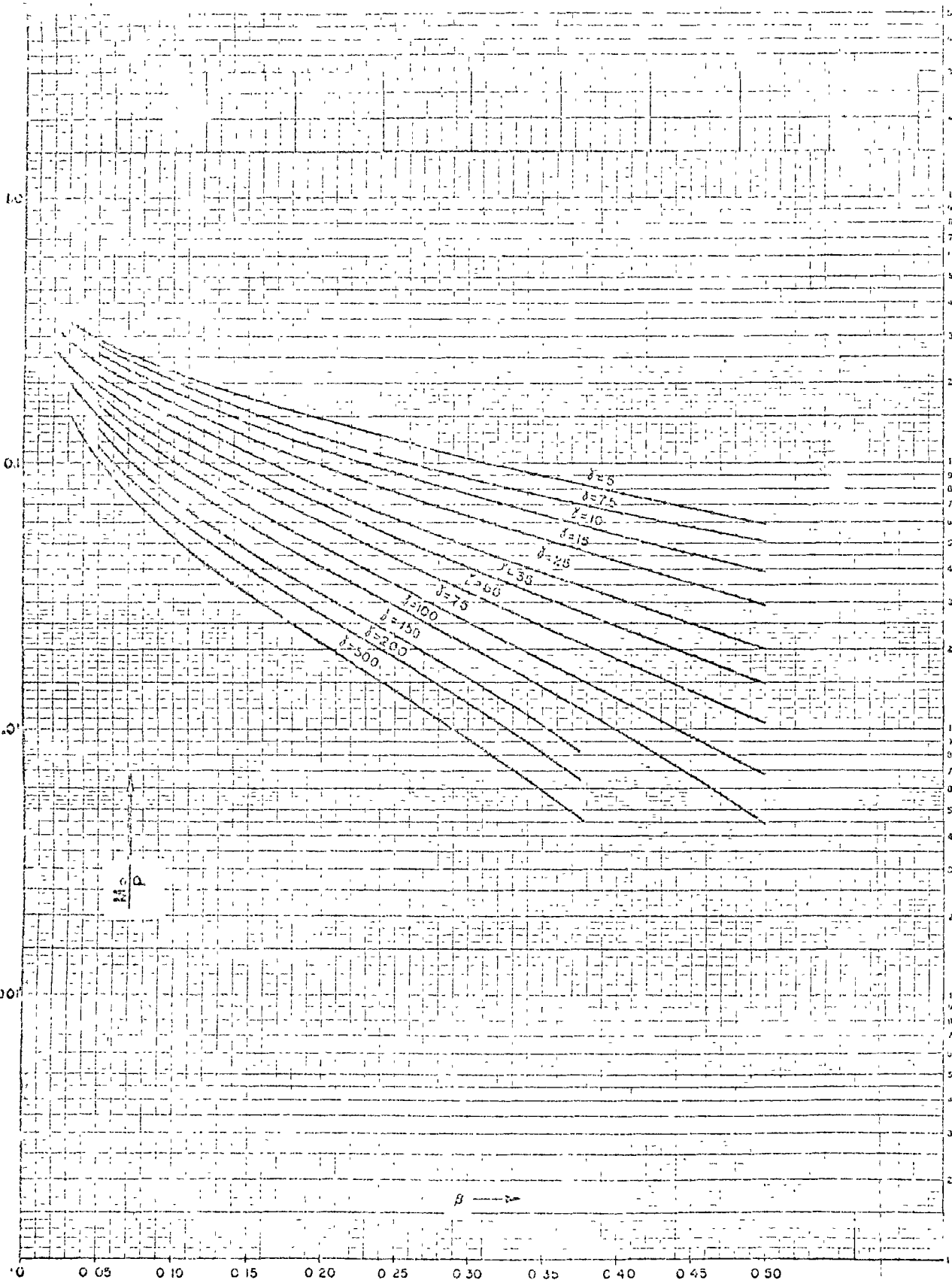


Fig 1C-1--Bending moment  $M_0/P$  due to an external radial load  $P$  on a circular cylinder (longitudinal axis)

*Fig. 1.5. Momento flexionante  $M_0/P$  debido a una carga externa radial  $P$  en un cilindro circular (eje longitudinal)*

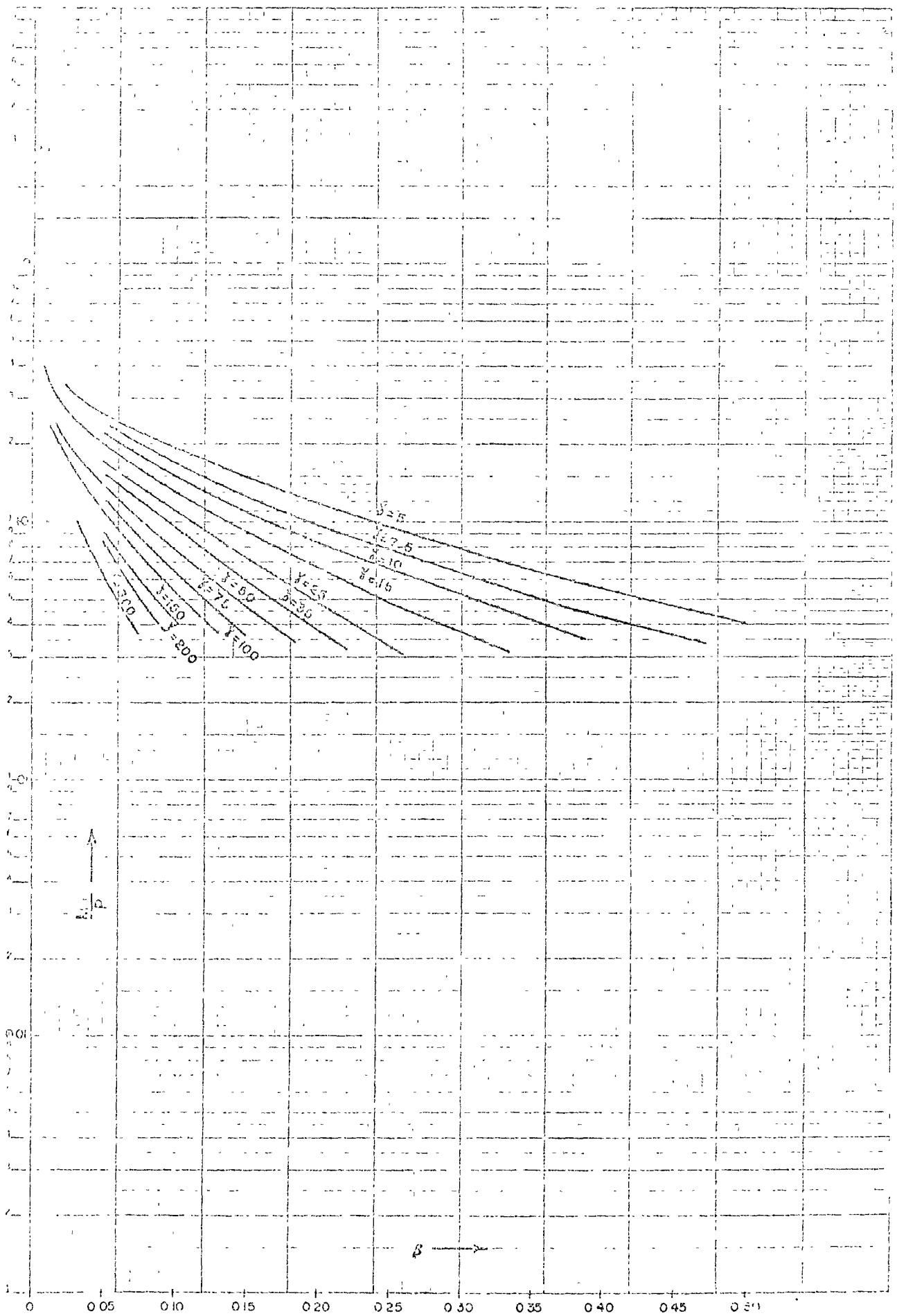


Fig. 2C—Bending moment  $M/P$  due to an external radial load  $P$  on a circular cylinder (transverse axis)

Fig. A-7. Momentos flexionales  $M_x/P$  de tubo a una carga externa radial

Stresses in Shells

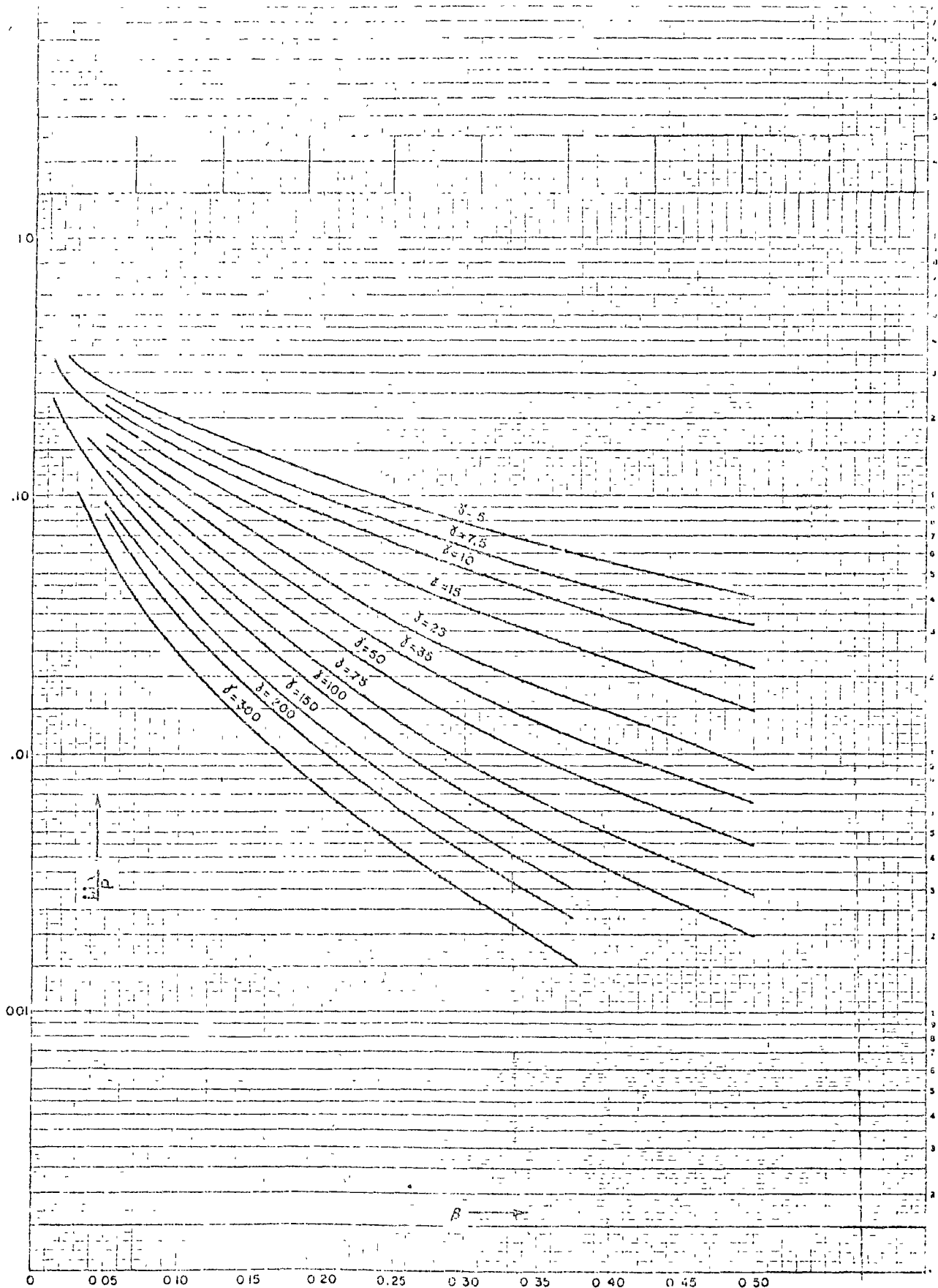


Fig 2C-1—Bending moment  $M/P$  due to an external radial load  $P$  on a circular cylinder (longitudinal axis)

*Fig 2C-1 - Momento de flexão  $M/P$  devido a uma carga radial  $P$  em um cilindro circular (no longitudinal)*

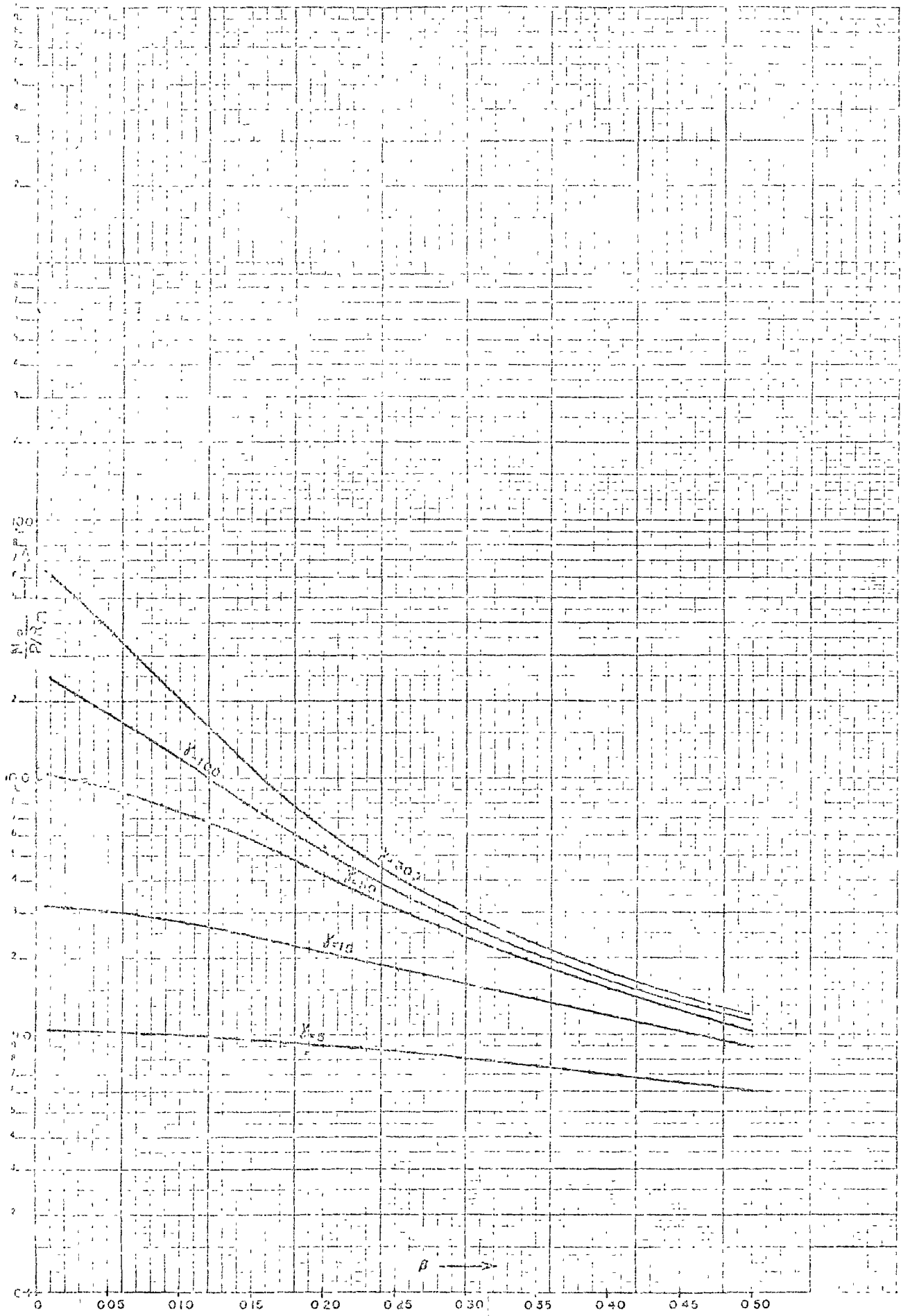


Fig. 3C--Membrane force  $N_p/(P/R_c)$  due to an external radial load  $P$  on a circular cylinder

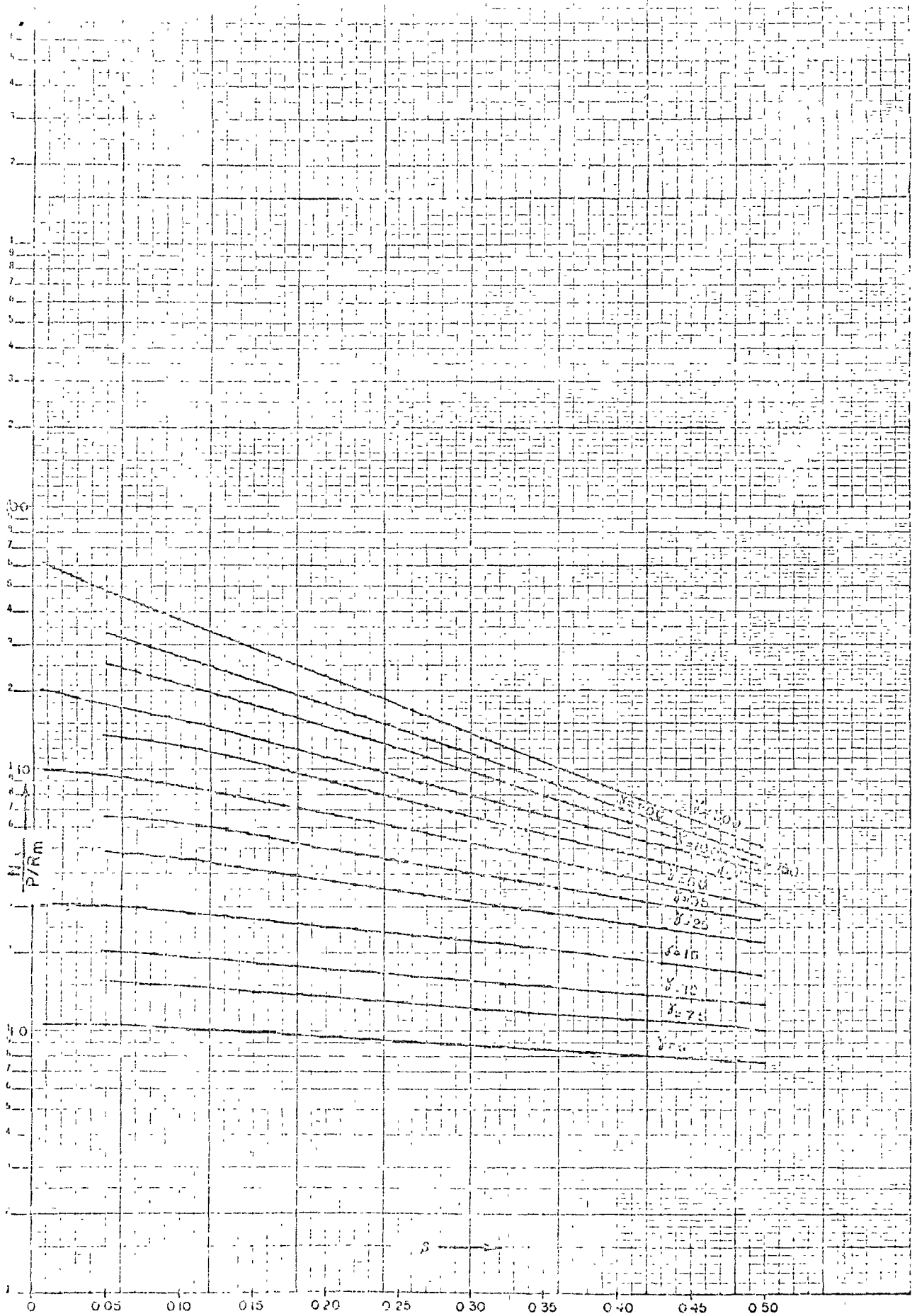
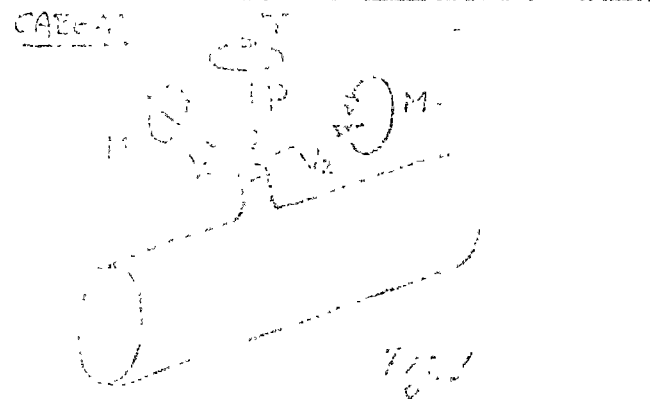


Fig. 4C--Membrane force  $N/(t/R_m)$  due to an external radial load  $P$  on a circular cylinder



El tamaño de refuerzos local en otros puntos de la unidad  
 dependiente del equipo que se muestra en la siguiente figura.



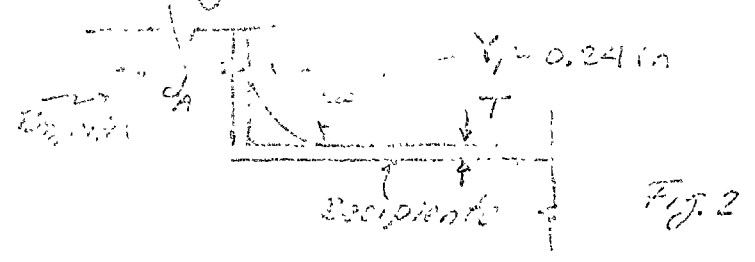
Característica	Diam. Ext (in)	Espesor (in)
Diam. Int.	117.795	T = 1.739
W. por pulg.	4.5	$\sigma_c = 2.257$

Carga	en	Valor
P	libras	298
V <sub>1</sub>	✓	227
V <sub>2</sub>	✓	3442
T	lb-pie	5323
M <sub>1</sub>	✓	8.25
M <sub>2</sub>	-	6.11

NOTAS

1- Se supone que la aplicación de las cargas es cíclica, por lo cual es necesario efectuar un análisis por fatiga.

2- Se supone un filido de soldadura en la unión de 0.24 in como se muestra en el siguiente detalle:



Solución

I- Como se requiere un análisis de fatiga, es necesario determinar los factores de concentración o magnificación de esfuerzos:

I.1 Para esfuerzos debidos a "cargas normales":

$$K_n = 1 + \left[ \frac{1}{5.6 \frac{r}{h}} \right]^{0.65}$$

I.2 Para esfuerzos debidos a flexión:

$$K_b = 1 + \left[ \frac{1}{94 \frac{r}{h}} \right]^{0.80}$$

de acuerdo a la fig. 2 anterior y h<sub>1</sub> es el momento de inercia del recipiente, como se indica en la misma figura.

○ Por tanto:

$$K_n = 1 + \left[ \frac{1}{5.6 \left( \frac{0.21}{2 \times 1.837} \right)} \right]^{0.65} = 1 + 1.957 = 2.957$$

$$y \quad K_b = 1 + \left[ \frac{1}{9.4 \left( \frac{0.21}{2 \times 1.837} \right)} \right]^{0.81} = 1 + 1.51 = 2.510$$

II. Convención de signos:

a continuación se ilustra la convención de signos adoptada de acuerdo con la fig. de Tabla 5 en pag. 781 de la Referencia. Al mismo tiempo se señalan cuales son los otros puntos para los cuales se determinarán las cargas.

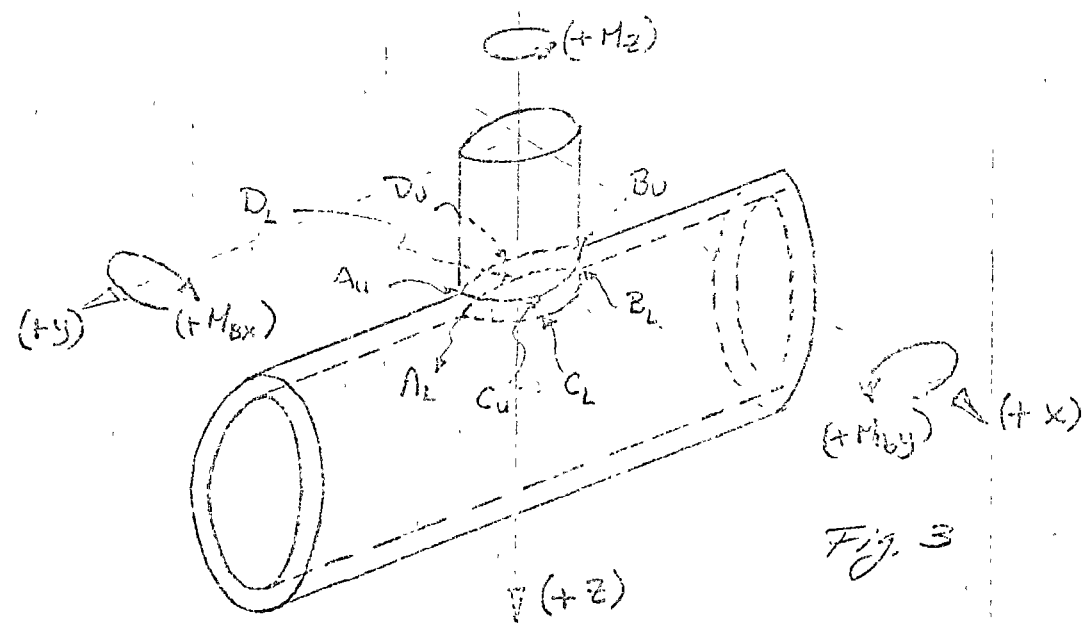


Fig. 3

De acuerdo a la anterior convención, las cargas aplicadas (en fig 1) resultan:

$P_1 + P_2 = +283 \quad \#$	$T + M_2 = -63876 \quad \# - \text{in}$
$V_1 + P_x = -227 \quad \#$	$M_2 + M_{bx} = -8292 \quad \# - \text{in}$
$V_2 + P_y = -3492 \quad \#$	$M_1 + M_{by} = -103512 \quad \# - \text{in}$

1. Punto de Curvas (19)

$$J = \frac{P_{12}}{T} \quad \begin{matrix} P_{12} = \text{valor medio de } P_{12} \\ T = \text{área del triángulo} \end{matrix}$$

2. Punto de Curvas (20)

$$C_1 = \beta_1 = \frac{P_{12} \cdot R_m}{R_m} \quad \begin{matrix} R_m = \text{radio exterior de la tubería} \\ R_m = \text{se llama radio} \end{matrix}$$

$$J = \frac{[0.005 \cdot (2.05)]}{1.25} = 0.11$$

$$C_1 = \frac{(0.005)(2.05)}{1.25} = 0.0082$$

3. Obtención de los espesores  $T_p$  para los 3 puntos (se puede hacer la tabla T-1).

Los valores en la tabla T-1 se obtienen como se indican en la primera columna de dicha tabla. Los coeficientes  $K_1$  y  $K_2$  correspondientes se obtienen de la siguiente manera:

Coeficiente	con los valores de los parámetros $M, B$ establecidos en $\mathcal{D}$ , se entra en la figura:
$\left(\frac{H_1}{P/R_m}\right) = 0.15$	3-2
$\left(\frac{H_2}{T}\right) = 0.255$	1-0-1
$\left(\frac{N_1}{H_1/R_m}\right) = 0.205$	3-A
$\left(\frac{H_3}{H_1/R_m \beta}\right) = 0.105$	1-A
$\left(\frac{N_2}{H_2}\right) = 0.79$	3-B
$\left(\frac{H_4}{H_2/R_m \beta}\right) = 0.065$	1-B-1

Tabla T-1 Esfuerzos  $\sigma_y$  para los ocho puntos de la junta de la fig. 3

Esfuerzos:	Esfuerzo producido por:	Esfuerzos en Puntos:							
		Au	Al	Bu	Bl	Cu	Cl	Du	Dl
$\sigma_{y_1} = K_n \left( \frac{N_B}{P/R_m} \right) \frac{P_2}{R_m T} = 47.34$	$P_2$	-47.24	-47.24	-47.24	-47.24	-47.24	-47.24	-47.24	-47.24
$\sigma_{y_2} = K_b \left( \frac{M_B}{P} \right) \frac{6P_2}{T^2} = 236.63$	$P_2$	-236.63	236.63	-236.63	236.63	-236.63	236.63	-236.63	236.63
$\sigma_{y_3} = K_n \left( \frac{N_B}{M_c/R_m P} \right) \frac{M_{Bx}}{R_m^2 P T} = -23.068$	$M_{Bx}$	////	////	////	////	23.068	23.068	-23.068	-23.068
$\sigma_{y_4} = K_b \left( \frac{M_B}{M_c/R_m P} \right) \frac{6M_{Bx}}{R_m^2 P T^2} = 1872.11$	$M_{Bx}$	////	////	////	////	1872.11	-1872.11	-1872.11	1872.11
$\sigma_{y_5} = K_n \left( \frac{N_B}{M_c/R_m P} \right) \frac{M_{By}}{R_m^2 P T} = 1109.75$	$M_{By}$	1109.75	1109.75	-1109.75	-1109.75	////	////	////	////
$\sigma_{y_6} = K_b \left( \frac{M_B}{M_c/R_m P} \right) \frac{6M_{By}}{R_m^2 P T^2} = -14467.27$	$M_{By}$	14467.27	-14467.27	-14467.27	14467.27	////	////	////	////
$\sigma_y = (\text{Suma algebraica})$	$\sum_{i=1}^6 (\sigma_{y_i})$	15243.15	-13118.13	-15910.89	15596.91	1561.31	-1609.65	-2229.05	2023.43

Tabla T-2 Esfuerzos  $\sigma_x$  para los ocho puntos de la junta de la fig. 3

Esfuerzos:	Esfuerzo producido por:	Esfuerzos en Puntos:							
		Au	Al	Bu	Bl	Cu	Cl	Du	Dl
$\sigma_{x_1} = K_n \left( \frac{N_x}{P/R_m} \right) \frac{P_2}{R_m T} = 46.138$	$P_2$	-46.138	-46.138	-46.138	-46.138	-46.138	-46.138	-46.138	-46.138
$\sigma_{x_2} = K_b \left( \frac{M_x}{P} \right) \frac{6P_2}{T^2} = 243.94$	$P_2$	-243.94	243.94	-243.94	243.94	-243.94	243.94	-243.94	243.94
$\sigma_{x_3} = K_n \left( \frac{N_x}{M_c/R_m P} \right) \frac{M_{Bx}}{R_m^2 P T} = -23.69$	$M_{Bx}$	////	////	////	////	23.69	23.69	-23.69	-23.69
$\sigma_{x_4} = K_b \left( \frac{M_x}{M_c/R_m P} \right) \frac{6M_{Bx}}{R_m^2 P T^2} = 1141.09$	$M_{Bx}$	////	////	////	////	1141.09	-1141.09	-1141.09	1141.09
$\sigma_{x_5} = K_n \left( \frac{N_x}{M_c/R_m P} \right) \frac{M_{By}}{R_m^2 P T} = -294.99$	$M_{By}$	294.99	294.99	-294.99	-294.99	////	////	////	////
$\sigma_{x_6} = K_b \left( \frac{M_x}{M_c/R_m P} \right) \frac{6M_{By}}{R_m^2 P T^2} = -23592.73$	$M_{By}$	23592.73	-23592.73	-23592.73	23592.73	////	////	////	////
$\sigma_x = (\text{Suma algebraica})$	$\sum_{i=1}^6 (\sigma_{x_i})$	23597.64	-23100.24	-24127.89	23475.54	879.65	-914.65	-1459.91	1310.15

\* Donde:  $R_m$  = radio medio del recipiente  
 $T$  = espesor del recipiente

El ... de ... para ...

La ... de ... se ... en ...  
 para ... de ...  
 el ... de ...

Cálculo.	Con los ... la ... ... se ... en ...
$\frac{L_1}{L_m} = 1.00$	1-C
$\frac{L_2}{L_m} = 0.10$	2-C-1
$\frac{L_3}{L_m} = 0.15$	4-A
$\frac{L_4}{L_m} = 0.064$	2-A
$\frac{L_5}{L_m} = 0.01$	4-B
$\frac{L_6}{L_m} = 0.02$	2-B-1

TABLA T-3 Esfuerzos cortantes  $\tau$  Para los 8 puntos de la junta de la fig. 2

Esfuerzos $\tau$	División a:	Esfuerzos en Puntos							
		AU	AL	BU	BL	CU	U	DU	DL
$\tau = \frac{M_z}{\pi r_o^3 T} = -1063.06$	$M_z$	-1063.06	-1063.06	-1063.06	-1063.06	-1063.06	-1063.06	-1063.06	-1063.06
$\tau = \frac{P_x}{\pi r_o T} = -17$	$V_x$	-17.00	-17.00	17.00	17.00	////	////	////	////
$\tau = \frac{P_y}{\pi r_o T} = -261.52$	$V_y$	////	////	////	////	+261.52	261.52	-261.52	-261.52
$\tau$	$\sum \tau$	-1080.06	-1082.06	-1046.06	-1046.06	-801.54	-801.54	-1324.58	-1324.58

\* Donde  $r_o$  = radio externo de la boquilla

III - Para la obtención de la resultante de esfuerzos, se emplearán las sumas de los valores de las tablas T-1, T-2 y T-3, para cada uno de los ocho puntos. Los valores de éstas resultantes se obtienen de la siguiente ecuación:

$$S = \frac{1}{2} \left[ \sigma_\phi + \sigma_x + \sqrt{(\sigma_\phi - \sigma_x)^2 + 4\tau^2} \right]$$

Por ejemplo, para el punto AU

$$\begin{aligned}
 S_{AU} &= \frac{1}{2} \left[ \overset{-\sigma_\phi}{15243.15} + \overset{-\sigma_x}{23599.64} + \sqrt{(\overset{-\sigma_\phi}{15243.15} - \overset{-\sigma_x}{23599.64})^2 + 4(\overset{\tau}{-1050.30})^2} \right] \\
 &= \frac{1}{2} \left[ 38840.79 + \sqrt{(-8354.49)^2 + 4(1050.06)^2} \right] \\
 &= \frac{1}{2} [38840.79 + 8629.23] = 23735.01
 \end{aligned}$$

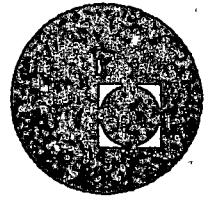
En forma similar se obtienen los esfuerzos en los 7 puntos restantes, los resultados se muestran en lo que sigue:

$$\begin{aligned}
 S_{AU} &= 23735.01 \text{ #/in}^2 & S_{CU} &= 2091.47 \\
 S_{AL} &= -13002.60 \text{ #/in}^2 & S_{CL} &= -402.02 \\
 S_{BU} &= -15780.58 \text{ #/in}^2 & S_{BU} &= -465.20 \\
 S_{BL} &= 23604.87 \text{ #/in}^2 & S_{DL} &= 3077.85
 \end{aligned}$$





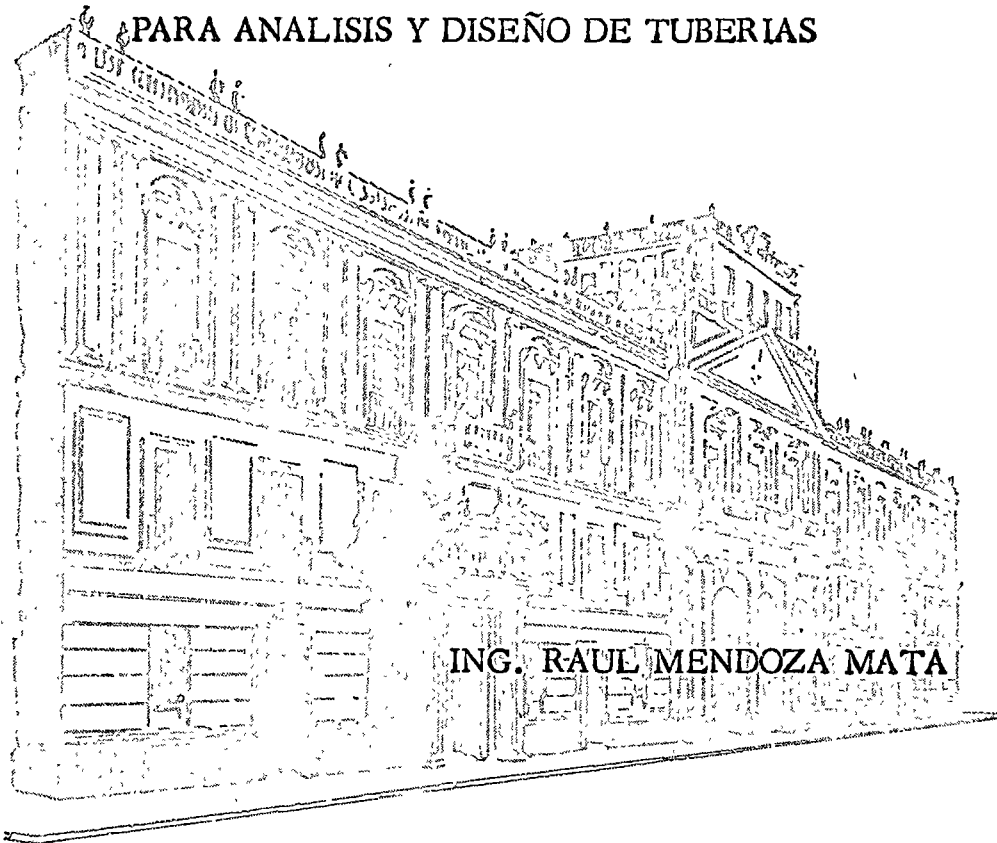
centro de educación continua  
división de estudios superiores  
facultad de ingeniería, unam



## ANALISIS Y DISEÑO DE TUBERIAS PARA PLANTAS INDUSTRIALES

ASPECTOS MAS RELEVANTES DEL CODIGO ANSI B 31 1973

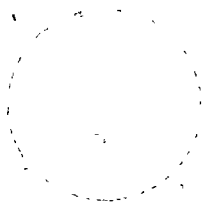
PARA ANALISIS Y DISEÑO DE TUBERIAS



ING. RAUL MENDOZA MATA

Marzo 1977





CONTRATO DE EDUCACION  
 DE LOS ALUMNOS DE LA ESCUELA  
 DE LA CIUDAD DE...



EL CONTRATO DE EDUCACION...

EL CONTRATO DE EDUCACION...

EL CONTRATO DE EDUCACION...

EL CONTRATO DE EDUCACION...

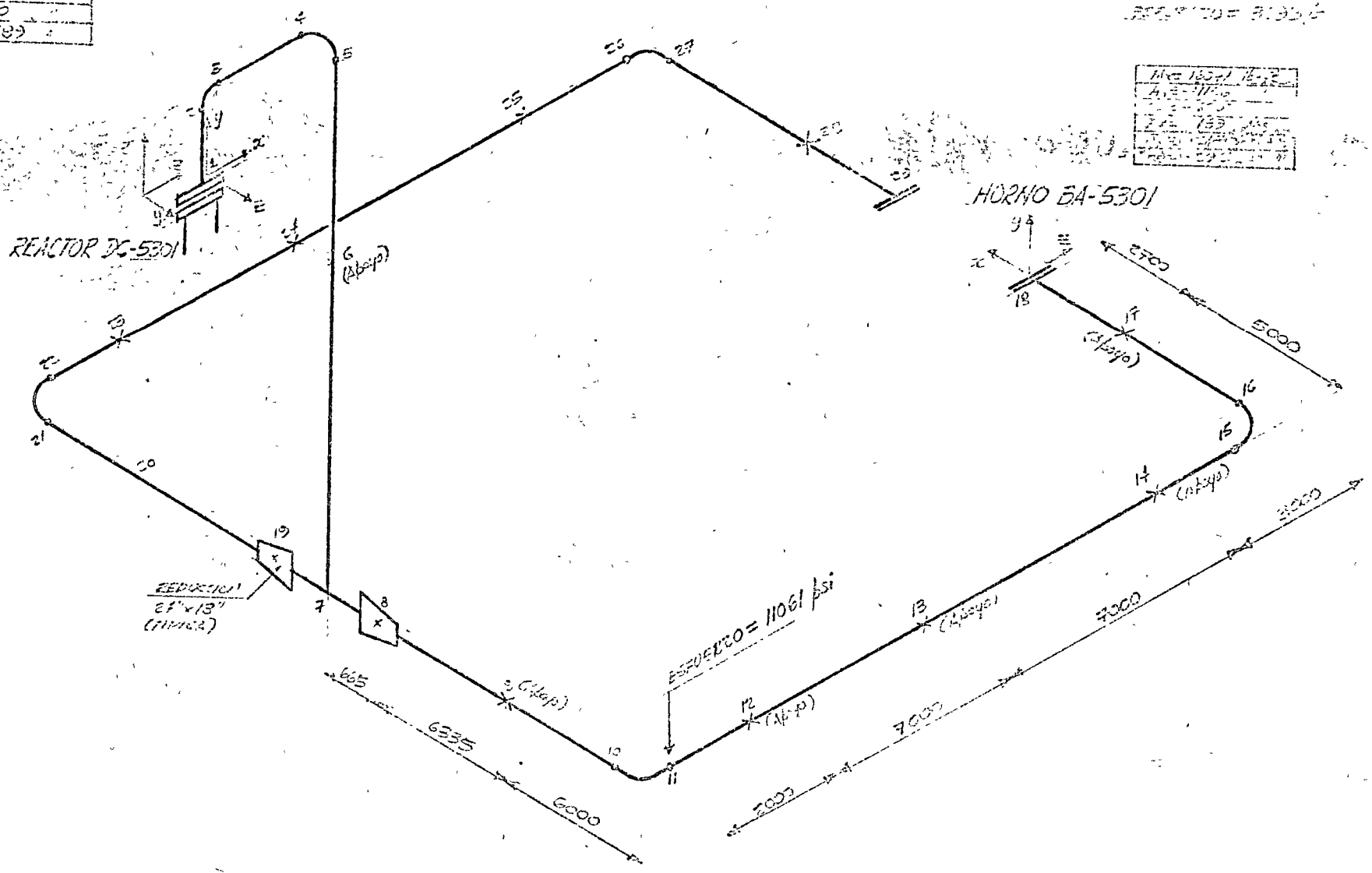
EL CONTRATO DE EDUCACION...

1.1.1.1.1.1  
 1.1.1.1.1.1  
 1.1.1.1.1.1

WSE	0	16.2
WIE	-3167	"
WSE	0	"
FXD	-242	130
FY	0	"
FZ	-500	"

Elemento No. 6000  
 en By la distancia BA-5301  
 REACTIVO = 3133.5

WSE	18571	16.2
WIE	-1710	"
WSE	0	"
FXD	132	130
FY	0	"
FZ	0	"



LINEA 24" PS. 30'3  
 PLANTA ETILBENCENO - ESTIRENO  
 LA CANGREJERA, VER.

Elongación de ...  
 ...  
 ...  
 ...

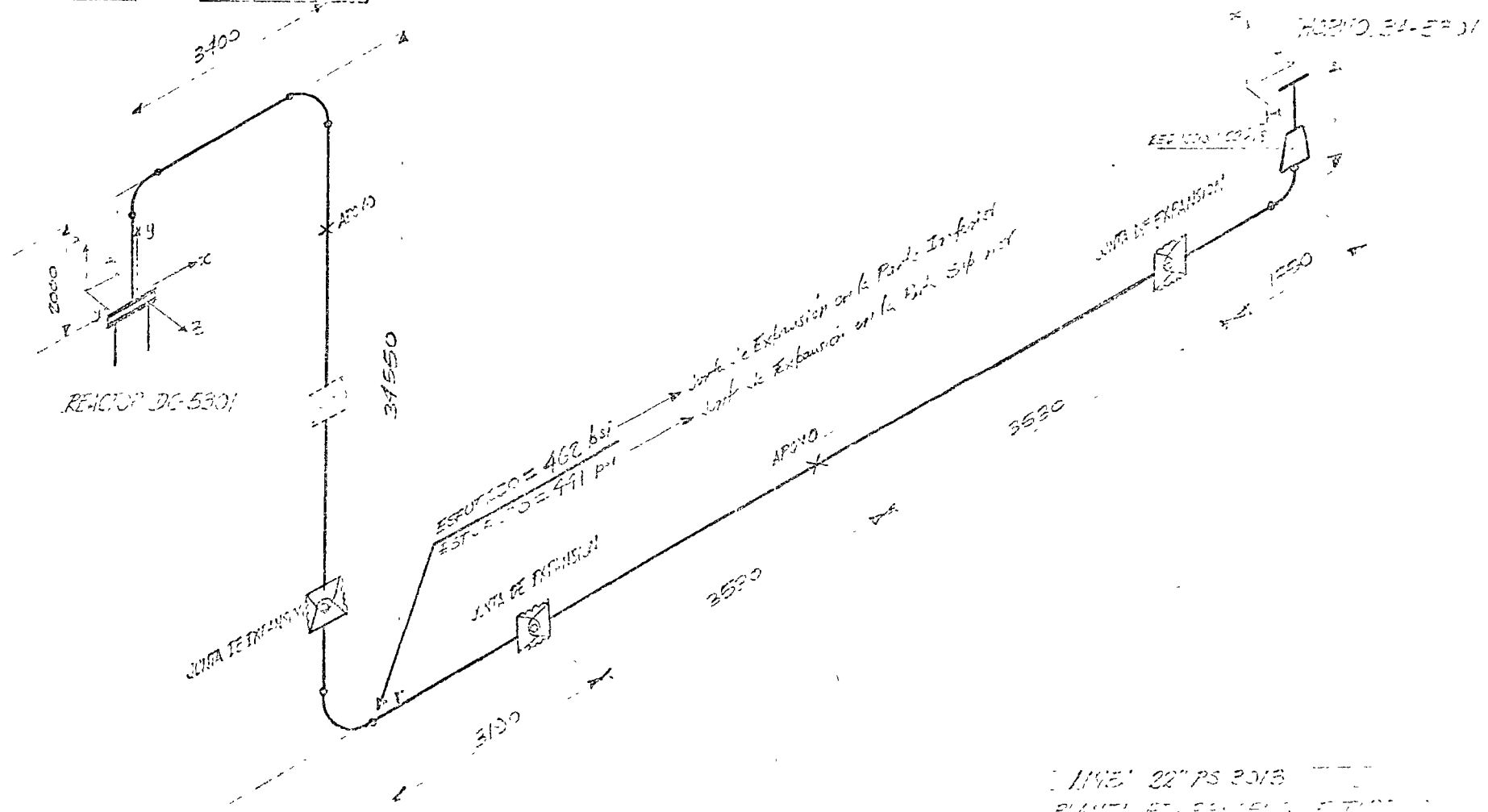
1	0	10
2	-15	33
3	0	1
4	-14	33
5	0	1
6	-5	1

1	0	10
11	-380	1
12	0	1
13	-15	33
14	0	1
15	-15	33

En ...  
 ...

1	0	10
2	-15	33
3	0	1
4	-14	33
5	0	1
6	-5	1

1	0	10
2	-15	33
3	0	1
4	-14	33
5	0	1
6	-5	1



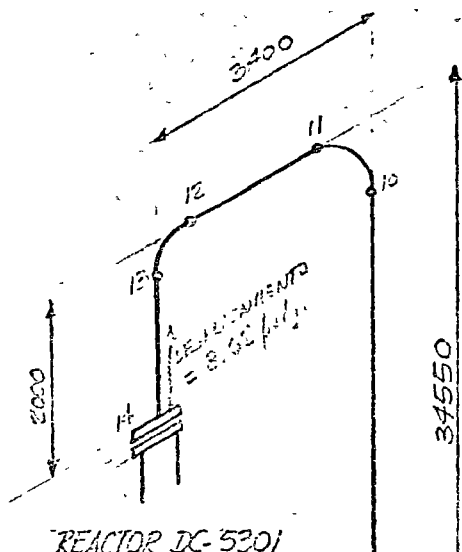
LINEA 22" PS 2013  
 PLANTA ESTACION 0 ESTACION  
 LA CARRERA, VER

Elementos Mecánicos  
en Bocanilla del Reactor DC-5301.

1ª CORRIERA 2ª CORRIERA 3ª CORRIERA

REACTOR (bar) = 860 448 448

$M_A = -540$ lb-ft	-3136	-7515
$M_B = 798$ "	425	1032
$M_C = -3622$ "	-1199	-2823
$F_A = -483$ lbs	-752	-633
$F_B = 737$ "	486	1159
$F_C = 159$ "	104	277



REACTOR DC-5301

Elementos Mecánicos  
Para el Punto 3.

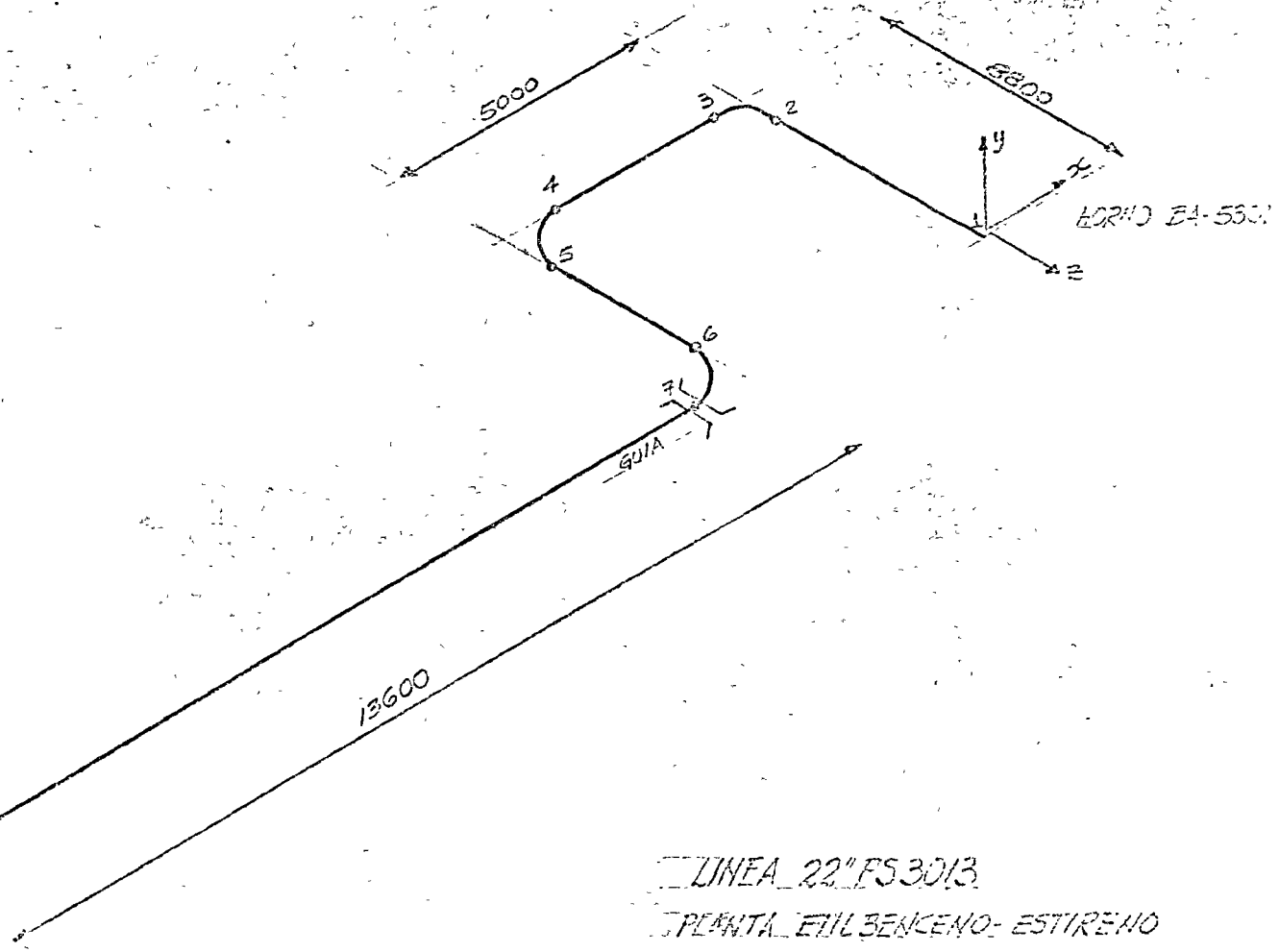
1ª CORRIERA 2ª CORRIERA 3ª CORRIERA  
REACTOR (bar) = 12125 12022 12125

$M_A = 8335$ lb-ft	6163	14676
$M_B = 2537$ "	1596	3700
$M_C = 29037$ "	17322	41153
$F_A = -483$ lbs	-752	-633
$F_B = 737$ "	486	1153
$F_C = 159$ "	104	277

Elementos Mecánicos  
en Bocanilla del Horno BA-5301.

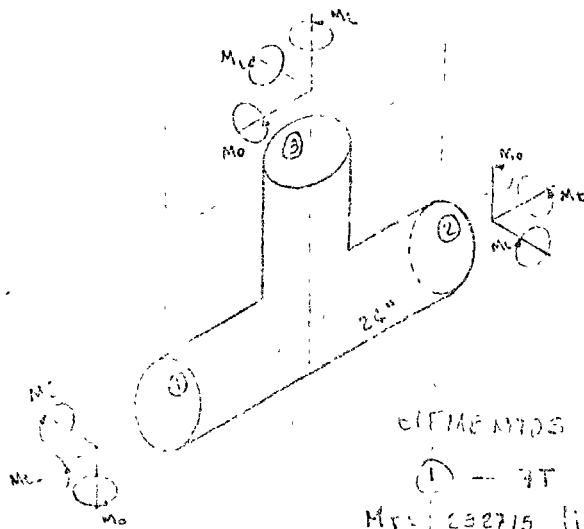
1ª CORRIERA 2ª CORRIERA 3ª CORRIERA  
ESTUCCO (psi) = 2012 2014 2014

$M_A = 9242$ lb-ft	6438	15288
$M_B = 12237$ "	7334	17571
$M_C = 12237$ "	7334	17571
$F_A = -483$ lbs	-752	-633
$F_B = 737$ "	486	1153
$F_C = 159$ "	104	277



LINEA 22" FS3013  
PLANTA ETIL BENCENO- ESTIRENO  
LA CANGREJERA, VER.

REVISIÓN DE ESPECIFICACIONES EN TEES.



a) TEE FABRICADA SIN REFUERZO

$\phi = 2.5''$   
 $r_2 = 11.841''$   
 $T = 0.312''$   
 $Z = 135.7 \text{ in}^3 = 2c$   
 $h = \frac{T}{\sqrt{2}} = 0.2263$   
 $l_0 = \frac{0.2}{\frac{1}{2} \sqrt{2}} = 10.1742$   
 $l_c = \frac{3}{4} l_0 + \frac{1}{4} = 7.63$   
 $Z_c = 11.7 \text{ in}^3$

$SE = \sqrt{S_b^2 + 4S_c^2}$   
 $Z_c = \frac{M_c}{SE}$   
 Para (1)  $\sigma_b = \frac{\sqrt{(6.7 \text{ Mi})^2 + (6.7 \text{ Mo})^2}}{Z}$   
 Para (3)  $\sigma_b = \frac{\sqrt{(11.7 \text{ Mi})^2 + (10.17)^2}}{Z_c}$

CIFREROS MECANICOS :

(1) - 7T

$M_i = 232715 \text{ lib-in}$   
 $M_c = 74035 \text{ ''}$   
 $M_o = 542552 \text{ ''}$

(2) - 18T

$M_i = 232715 \text{ lib-in}$   
 $M_c = 16048 \text{ ''}$   
 $M_o = 312600 \text{ ''}$

(3) - 4T

$M_i = 0.0 \text{ lib-in}$   
 $M_c = 15.0 \text{ ''}$   
 $M_o = 465430 \text{ ''}$

PARA PUNTO (1)

$4S_c^2 = 4 \left( \frac{M_c}{Z_c} \right)^2 = 2040050$

$S_b = \frac{\sqrt{(232715)^2 + (542552)^2}}{135.7}$

$S_b = \frac{\sqrt{509155^2 + 542552^2}}{135.7}$

$S_b = \frac{550530}{135.7} = 26052$

$SE = \sqrt{26052^2 + 2040050}$

$SE = 34100 \text{ PSI}$

PARA PUNTO (2)

$4S_c^2 = 2040050$

$S_b = \frac{\sqrt{(232715)^2 + (16048)^2}}{135.7}$

$S_b = \frac{\sqrt{509155^2 + 16048^2}}{135.7}$

$S_b = \frac{509155}{135.7} = 22780$

$SE = \sqrt{22780^2 + 2040050}$

$SE = 26100$

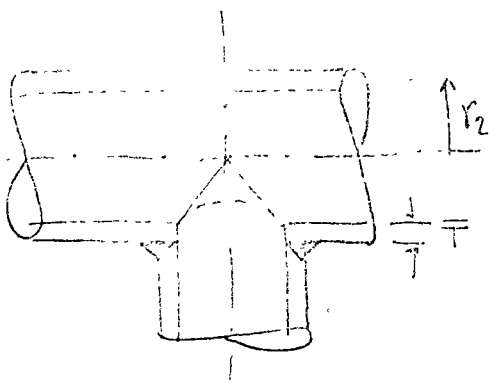
PARA PUNTO (3)

$4S_c^2 = 4 \left( \frac{M_c}{Z_c} \right)^2 = 0.0$

$S_b = \frac{\sqrt{(74035)^2 + (11.7)^2}}{135.7}$

$S_b = \frac{74035}{135.7} = 5455$

$SE = 34881 \text{ PSI}$



b) TEE FABRICADA CON REFUERZO (PARCHE)

$$tr = 0.312$$

$$h = \frac{(\bar{T} + \frac{1}{2} tr)^{5/2}}{\bar{T}^{3/2} r_2} = \frac{(0.312 + 0.156)^{5/2}}{0.312^{3/2} (11.844)} = \frac{0.1495}{0.1742 (11.844)} = 0.0726$$

$$l_0 = \frac{0.9}{h^{2/3}} = \frac{0.9}{0.1790} = 5.143$$

$$l_i = \frac{3}{4} l_0 + \frac{1}{4} = 4.128$$

Para pierna ①

$$SE = \sqrt{13258^2 + 2940959} = \sqrt{1797355^2 + 2940959}$$

$$SE = 13268 \text{ PSI}$$

Para pierna ②

$$SE = \sqrt{13258^2 + 2940959} = \sqrt{1797355^2 + 2940959}$$

$$SE = 13268 \text{ PSI}$$

Para pierna ③

$$SE = \sqrt{17955^2 + 0.0}$$

$$SE = 17955 \text{ PSI}$$



c) INSERTO CON CONTORNOS SOLDADOS O TEE SOLDADA.

$$h = 4.4 \frac{\bar{T}}{r_2} = 4.4 \frac{0.312}{11.844} = 0.1159$$

$$l_0 = \frac{0.9}{h^{2/3}} = \frac{0.9}{0.1237} = 3.785$$

$$l_i = \frac{3}{4} l_0 + \frac{1}{4} = 3.088$$

Para pierna ①

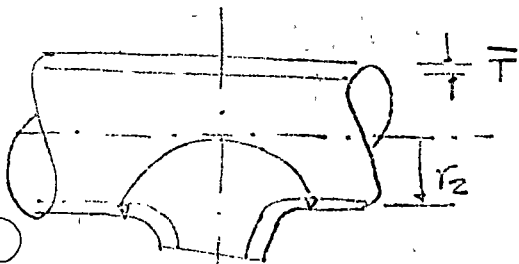
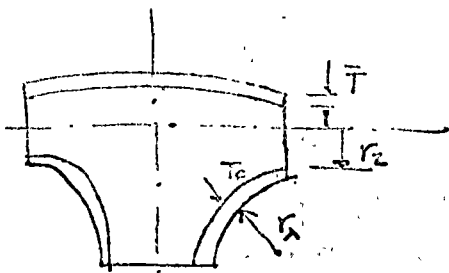
$$SE = \sqrt{9711^2 + 2940959} = 9861 \text{ PSI}$$

Para pierna ②

$$SE = \sqrt{9711^2 + 2940959} = 9861 \text{ PSI}$$

Para pierna ③

$$SE = \sqrt{12982^2 + 0.0} = 12982 \text{ PSI}$$



$$SA = 1.25 Sc + 0.25 Sh = 20875 \text{ PSI}$$



ELEMENTOS MECANICOS:

TRAMO 10B:

j	i
$M_T = 70240$	$M_T = 232715$
$M_i = 70455$	$M_i = 66778$
$M_o = 106465$	$M_o = 45614$

$$d = 1.8''$$

$$\bar{T} = 0.312''$$

$$V_2 = 11.8114''$$

$$R_1 = 27''$$

$$h = \frac{\bar{T} R_1}{(r_2)^2} = \frac{0.312(27)}{(11.8114)^2} = 0.06005$$

$$i_o = \frac{0.95}{h^{2/3}} = \frac{0.95}{0.1533} = 4.80$$

$$i_i = \frac{0.9}{h^{2/3}} = \frac{0.9}{0.1533} = 5.9000$$

$$c = 75.36 \text{ in}^3$$

$$S_C = \sqrt{S_b^2 + 4C^2}$$

$$S_t = \frac{M_T}{Z_t}$$

$$S_b = \frac{\sqrt{(6M_i)^2 + (6M_o)^2}}{Z}$$

para extremo j

$$S_t = \frac{70240}{2 \times 75.36} = 525 \text{ PSI}$$

$$S_b = \frac{\sqrt{(6.86 \times 70455)^2 + (4.83 \times 106465)^2}}{75.36}$$

$$S_b = 13075$$

$$S_C = \sqrt{13075^2 + (525)^2} = 13110 \text{ PSI}$$

Tabla 9  
COEFICIENTES DE FRICCIÓN

MATERIAL	ESTÁTICA		DE ROZAMIENTO	
	Seco	Lubricado	Seco	Lubricado
Acero duro sobre acero duro .....	0.78	0.11-0.23	0.42	0.03-0.12
Acero duro sobre metal babbit .....	0.42-0.70	0.09-0.25	0.33-0.35	0.05-0.16
Acero duro sobre hielo .....	0.81	.....	0.07	.....
Acero suave sobre acero suave .....	0.74	.....	0.57	0.09-0.19
Acero suave sobre aluminio .....	0.61	.....	0.47	.....
Acero suave sobre bronce .....	.....	.....	0.34	0.17
Acero suave sobre cobre .....	0.53	.....	0.36	0.18
Acero suave sobre latón .....	0.51	.....	0.44	.....
Aluminio sobre aluminio .....	1.05	.....	1.4	.....
Cuerda de cáñamo sobre madera .....	0.50-0.80	.....	0.40-0.70	.....
Hierro colado sobre acero dulce .....	.....	0.13	0.23	0.133
Hierro colado sobre bronce .....	.....	.....	0.22	0.07-0.08
Hierro colado sobre cobre .....	1.05	.....	0.29	.....
Hierro colado sobre cuero .....	0.30-0.50	.....	0.55	0.13-0.36
Hierro colado sobre estaño .....	.....	.....	0.32	.....
Hierro colado sobre hierro colado .....	1.10	.....	0.15	0.06-0.10
Hierro colado sobre latón .....	.....	.....	0.30	.....
Hierro colado sobre magnesio .....	.....	.....	0.25	.....
Hierro colado sobre material para frenos de asbesto .....	.....	.....	0.35-0.40	.....
Hierro colado sobre plomo .....	.....	.....	0.43	.....
Hierro colado sobre roble (paralelo) .....	.....	.....	0.30-0.50	0.07-0.20
Hierro colado sobre zinc .....	0.85	.....	0.21	.....
Hierro dulce sobre bronce .....	0.19	0.07-0.08	0.18	.....
Hierro dulce sobre hierro dulce .....	.....	0.11	0.41	0.03-0.10
Llanto de hule sobre pavimento .....	0.8-0.9	0.6-0.7*	0.75-0.85	0.5-0.7*
Mampostería de piedra sobre concreto .....	0.75	.....	.....	.....
Mampostería de piedra sobre el suelo .....	0.65	.....	.....	.....
Níquel sobre níquel .....	1.10	.....	0.53	0.12
Roble sobre cuero (paralelo) .....	0.50-0.60	.....	0.30-0.50	.....
Roble sobre roble (paralelo) .....	0.62	.....	0.43	0.16
Roble sobre roble (perpendicular) .....	0.54	.....	0.32	0.07
Tierra sobre tierra .....	0.25-1.0	.....	.....	.....
Vidrio sobre vidrio .....	0.94	.....	0.40	.....

\* Pavimento mojado.

Tabla 10  
FACTORES DE SEGURIDAD VALORES PROMEDIO

MATERIAL	Carga constante	Carga variable	Carga de inicio
Acero de alta resistencia .....	5	8	15
Acero estructural .....	4	6	10
Hierro forjado (dulce) .....	4	6	10
Hierro forjado .....	6	10	20
Ladrillo y piedra .....	15	25	40
Madera de construcción .....	8	10	15



Table 10-1 SKIN-FRICTION COEFFICIENTS FOR SOIL AND VARIOUS CONSTRUCTION MATERIALS

$\phi$  = angle of internal friction;  $\delta$  = friction angle of soil on material; for cohesive soil,  $c_a$  = adhesion;  $c$  = cohesion, using consistent units

Material	Surface finish	Dense sand, $0.06 < D < 2.0^*$		Cohesionless silt, $0.002 < D < 0.05^*$			Cohesive granular soil, 50% clay, 50% sand, $I_c^\dagger = 0.5$ to 1.0, $w = 13$ to 17%		Clay, remolded $D \leq 0.05^*$ , $I_c^\dagger = 0.73$ to 1.0, $w = 22$ to 25%	
		Dry $\delta/\phi$	Saturated $\delta/\phi$	Dry, dense $\delta/\phi$	Saturated		$\delta/\phi$	$c_a/c$	$\delta/\phi$	$c_a/c$
					Loose $\delta/\phi$	Dense $\delta/\phi$				
Steel	Polished	0.54	0.64	0.79	0.40	0.68	0.40	0.35	0.50	0.25
	Rusted	0.76	0.80	0.95	0.43	0.75	0.65	0.35	0.50	0.50
Wood (pine)	Parallel to grain	0.76	0.85	0.92	0.55	0.87	0.30	0.20	0.60	0.4
	At right angles to grain	0.58	0.59	0.98	0.63	0.95	0.90	0.40	0.70	0.50
Concrete (1 to 3 in aggregate)	Metal-formed	0.76	0.80	0.92	0.50	0.87	0.84	0.42	0.68	0.40
	Wood-formed	0.33	0.33	0.93	0.62	0.96	0.90	0.53	0.80	0.50
	On compacted ground	0.93	0.90	1.00	0.79	1.00	0.95	0.80	0.95	0.60

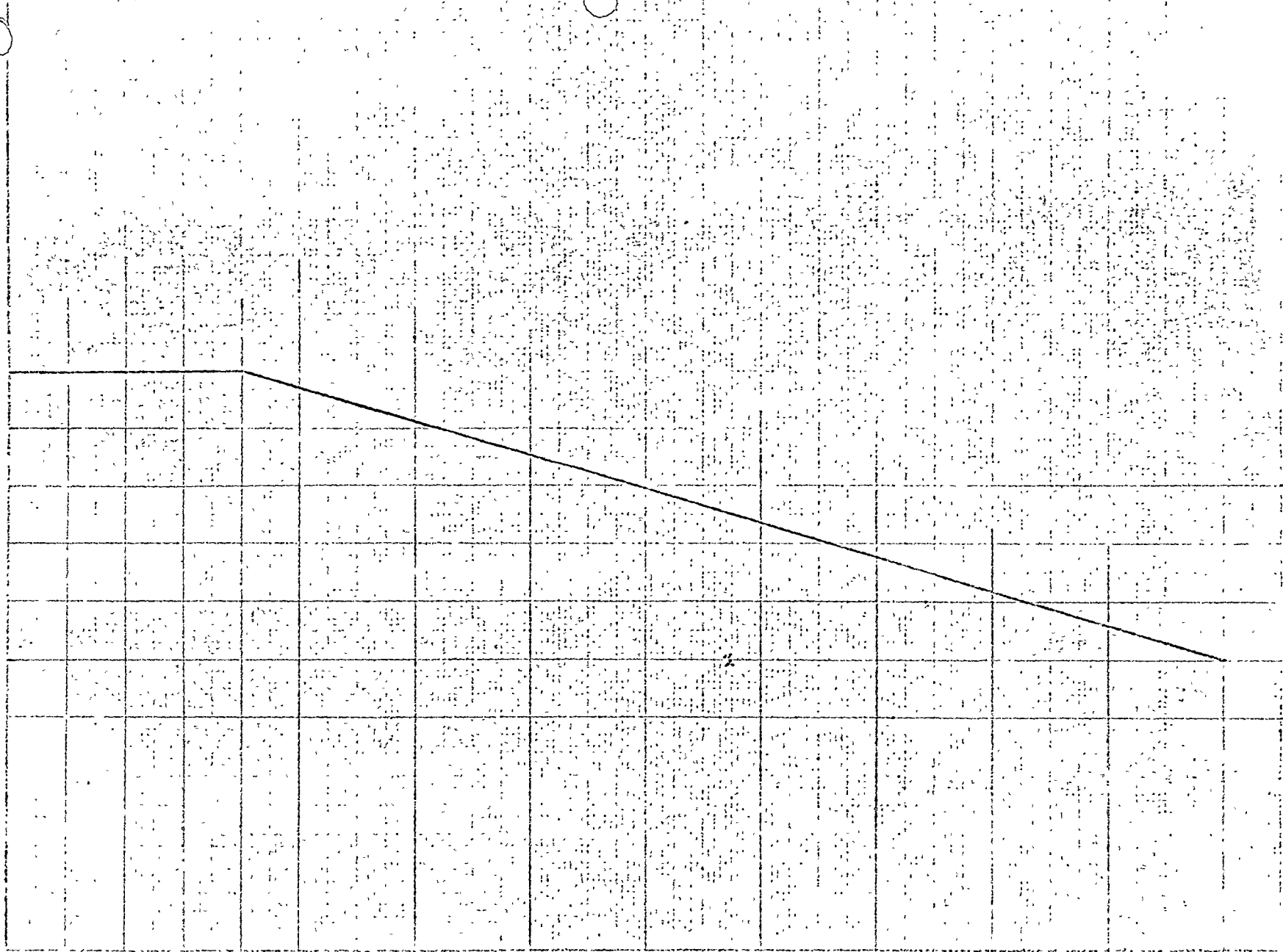
\* Grain size in millimeters    †  $I_c$  = consistency index    § Clay may have an angle of internal friction  
 source: Potyondy (1961)

ESFUERZOS PERMISIBLES EN  $\text{lb}/\text{pulg}^2$

5000  
4000  
3000  
2000  
1000

1 2 3 4 5 6 8 10 12 14 16 18 20  
DIAMETRO NOMINAL DEL TUBO EN BOQUILLA, pulg

ESFUERZOS PERMISIBLES EN BOQUILLAS DE BOMBAS



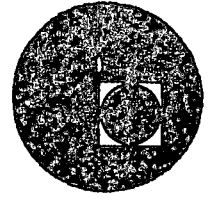


1  
2  
3  
4

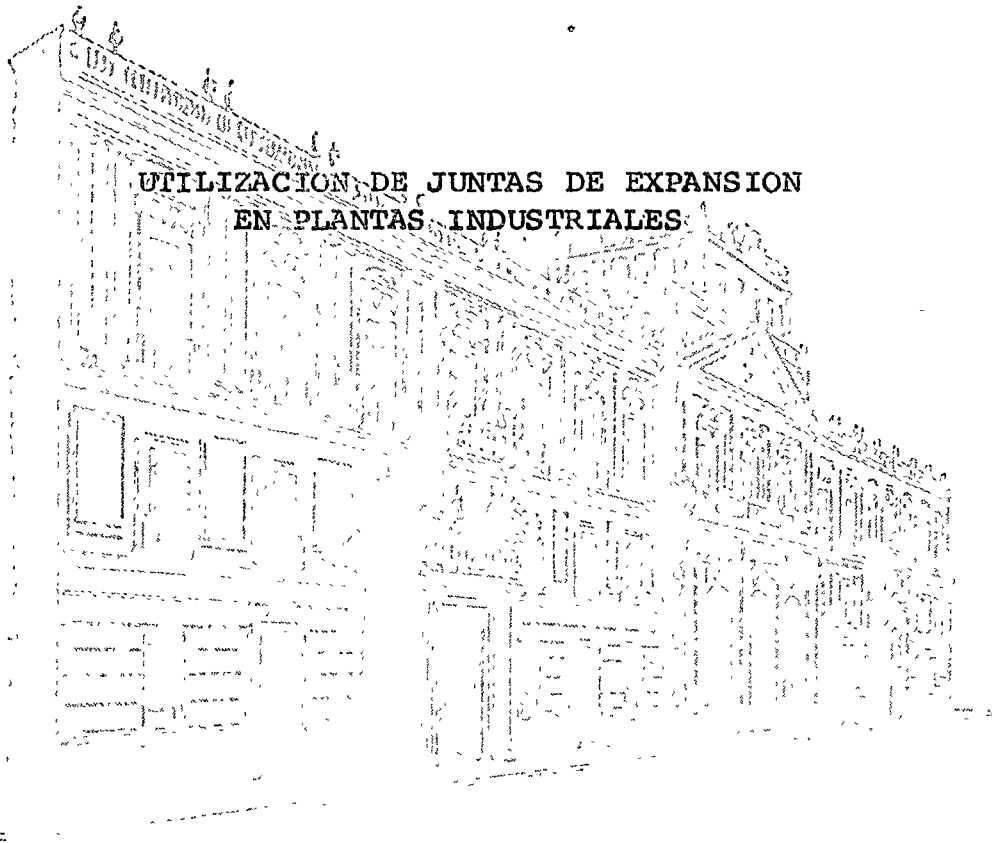
/



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



ANALISIS Y DISEÑO DE TUBERIAS PARA PLANTAS INDUSTRIALES



ING. JOSE ANTONIO GARCIA VAZQUEZ

MARZO DE 1977.

Handwritten scribbles and faint markings in the top right corner.



Small handwritten mark or character in the center of the page.



**UTILIZACION DE JUNTAS DE EXPANSION  
EN PLANTAS INDUSTRIALES**

- I.- INTRODUCCION**
- II.- MECANISMOS DE REDUCCION DE EFECTOS DEBIDOS A TEMPERATURA:**
  - a) FLEXIBILIDAD PROPIA DE LA TUBERIA
  - b) "COLD SPRING"
  - c) JUNTAS DE EXPANSION
- III.- JUNTAS DE EXPANSION CORRUGADAS**
  - a) DESCRIPCION
    - i) Componentes
    - ii) Accesorios
    - iii) Tipos de juntas de expansión
  - b) FACTORES QUE AFECTAN EL FUNCIONAMIENTO DE UNA JUNTA DE EXPANSION
    - i) Método de fabricación
    - ii) Material de las corrugaciones
    - iii) Geometría de las corrugaciones
    - iv) Condiciones de operación
  - c) ANALISIS Y DISEÑO
    - i) Generalidades
    - ii) Parámetros de diseño
    - iii) Fuerzas y movimientos
    - iv) Vibraciones
  - d) SELECCION DE UNA JUNTA DE EXPANSION Y SUS APLICACIONES
    - i) Selección
    - ii) Aplicaciones
  - e) INSTALACION Y MANTENIMIENTO
    - i) Instalación
    - ii) Mantenimiento
    - iii) Recomendaciones

**BIBLIOGRAFIA**

## INTRODUCCION.

Uno de los principales problemas que se presenta en los proyectos de plantas industriales, es el de proporcionar diseños racionales de sistemas de tubería que exhiban un comportamiento estructural satisfactorio bajo las condiciones de operación impuestas por el proceso.

En términos generales se puede decir que la mayor parte de los equipos que participan en el proceso de una planta del tipo refinación o petroquímica, son potencialmente susceptibles de presentar problemas de interconexión por efecto de temperaturas extremas, no obstante la mayor parte de éstos, son remediados proporcionando un diseño del sistema de tubería suficientemente flexible para no imponer elementos mecánicos inaceptables sobre las boquillas de los equipos o inducir rangos de esfuerzos excesivos en la tubería. Sin embargo existen casos en los que por limitaciones de espacio, condiciones del proceso, etc., se requiere una configuración de la tubería muy directa, resultando conveniente en tales situaciones la utilización de dispositivos especiales que sean capaces de absorber la expansión o contracción térmica que se presente en la operación de un sistema determinado, tales dispositivos son comúnmente conocidos como juntas de expansión. Adicional a lo anterior se debe considerar que en ocasiones el costo de suministro, erección y soportería adicional de la tubería, puede exceder el costo de suministro, instalación y mantenimiento de una junta de expansión.

## II.- MECANISMOS DE REDUCCION DE EFECTOS DEBIDOS A TEMPERATURA.-

### a) FLEXIBILIDAD PROPIA DE LA TUBERIA.-

Para propósitos de descripción, los sistemas de tubería se pueden clasificar en sistemas rígidos, semirígidos y flexibles. De acuerdo a esta clasificación, el sistema que puede presentar mayores problemas al diseñador, desde el punto de vista de efectos (reacciones y esfuerzos) sobre los equipos interconectados es el rígido. El problema a resolver, por lo tanto, es proporcionar un diseño suficientemente flexible para que estos efectos no rebasen los límites permisibles tanto en las boquillas de los equipos como en la misma tubería. Por otra parte un diseño con flexibilidad en exceso puede además de ser antieconómico no satisfacer los requerimientos para llevar a cabo el proceso. Es por esta razón que generalmente en líneas con condiciones severas en su operación requieren un análisis de flexibilidad. En general un sistema flexible depende de la razón de la longitud de desarrollo a la distancia en línea recta entre los puntos conectados, sin embargo se puede notar que la componente fundamental que contribuye a la flexibilidad de un sistema es el codo de tubería.

Los codos de tubería son barras curvas de sección transversal anular, que sometidos a un estado de cargas externo tienen una respuesta compleja.

La teoría de la Elasticidad elemental es inadecuada para conocer el comportamiento de codos tubulares. Estudios iniciados alrededor de 1910 por T. Von Karman fundamentaron investigaciones más recientes, en las que se llegaron a establecer los siguientes puntos:

La teoría elemental de barras sometidas a flexión, que supone una variación lineal de los esfuerzos longitudinales, no considera la distribución de esfuerzos reales en tubos curvos bajo cargas de flexión externa, por ejemplo el esfuerzo de flexión longitudinal en las fibras extremas esta relevado en cierta medida por la ovalización de la sección transversal, recorriéndose el esfuerzo máximo hacia el eje neutro.

Esta distribución de esfuerzos por flexión disminuye el momento resistente a la flexión de la sección. La relación entre la deflexión incrementada por la ovalización y la predicha por la teoría convencional de vigas es denominada "factor de flexibilidad".

También se generan esfuerzos circunferenciales altos. La teoría para flexión pura indica que los esfuerzos máximos se presentan cerca del eje neutro de la tubería. La relación de el esfuerzo máximo en el codo de tubería, al que podría existir en un tramo recto de tubo sujeto al mismo momento, se le denomina "factor de intensificación de esfuerzos".

Se puede notar de lo anterior que los codos además de poseer mayor flexibilidad que un tramo recto equivalente (factor de flexibilidad), son elementos sensibles del sistema en los que se presentaran los estados de esfuerzo mayores (factor de intensificación de esfuerzos).

#### b) "COLD SPRING".-

Este mecanismo consiste en fabricar la tubería con dimensiones más cortas que las requeridas, de manera que en la instalación la tubería sea pre-esforzada. Esto genera un estado de esfuerzos opuestos a los que se inducirán por expansión térmica, de modo que al entrar en operación el sistema, habrá un relevado de los esfuerzos inducidos inicialmente. Cuando las dimensiones de los cortes son de la misma magnitud de la expansión térmica calculada se dice que el "cold spring" es del 100%, teóricamente, en este caso, a la temperatura de operación el sistema se encuentra en un estado de esfuerzos nulo. Un "cold spring" cero, implica que los esfuerzos y reacciones son cero a la temperatura de instalación y serán máximos a la temperatura de operación. La cantidad de "cold spring" es expresada usualmente por una constante "C", llamada "factor de cold spring" que varía entre cero y uno. En la Industria Petrolera pocos son los sistemas que se someten a este mecanismo debido a los problemas que implica su instalación, sin embargo, en líneas que operan a temperatura muy alta donde niveles de esfuerzos moderados podrían ocasionar problemas de "Creep" es frecuente su utilización.



### c) JUNTAS DE EXPANSION.-

Las juntas de expansión son elementos especialmente diseñados para reducir los efectos de expansión y contracción, el uso de éstas requiere un espacio mínimo en el diseño del sistema de tubería ya que su flexibilidad inherente les permite absorber movimientos en las direcciones requeridas por la expansión térmica, de manera que el trazo propuesto puede ser el más simple. En un sistema de tubería el diseño con juntas de expansión puede sustituir a un diseño convencional por una o varias de las siguientes razones.

- 1.- Cuando el espacio es insuficiente para proporcionar un arreglo con la flexibilidad necesaria.
- 2.- Cuando las caídas de presión requeridas por el proceso deban ser mínimas.
- 3.- Cuando las reacciones en los equipos interconectados o los rangos de esfuerzos en la tubería sean excesivos aún para configuraciones complicadas.
- 4.- Cuando se requiere aislar vibraciones mecánicas.
- 5.- Cuando la localización de los equipos y el trazo de la tubería fueran inadecuadamente planeados y la falta de previsión de suficiente espacio no permite mejorar los diseños.
- 6.- Cuando se estima que los costos de suministro del material de la tubería, su instalación y el sistema de soportería son mayores que los costos de suministro, instalación y mantenimiento de la junta de expansión.

Las juntas de expansión pueden ser divididas en dos categorías básicas.

- 1a.- Juntas deslizantes, en las cuales hay desplazamiento relativo entre partes adyacentes.
- 2a.- Juntas flexibles, en las cuales no hay tal movimiento sino más bien una distorsión distribuida del elemento.

Las juntas deslizantes pueden además subdividirse en juntas deslizables, articuladas, de bola, de acoplamiento especial y roscadas. Las juntas flexibles pueden también dividirse en tubería corrugada, manguera metálica, juntas de corrugaciones de hule y juntas de corrugaciones metálicas. Debido a su versatilidad, son estas últimas las que mayor aplicación tienen en el diseño de sistemas de tubería de plantas industriales y a las que circunscribiremos nuestro estudio.

### III.- JUNTAS DE EXPANSION CORRUGADAS.

#### a) DESCRIPCION.-

Una junta de expansión corrugada se puede definir como cualquier dispositivo que contenga una o más corrugaciones y que sea utilizado para absorber cambios dimensionales tales como los generados por expansión o contracción térmica en sistemas de tubería y equipos industriales.

i) Componentes.-

- **Corrugación.** Es la unidad flexible más pequeña de un fuelle.
- **Fuelle.** Es el elemento flexible de la junta de expansión, consiste de una o más corrugaciones. La capacidad de movimiento de un fuelle es proporcional al número de corrugaciones.
- **Extremo.** Elemento generalmente tubular al que se suelda el fuelle, puede ser bridado o soldado en la conexión entre los extremos de la junta de expansión y el sistema considerado.

ii) Accesorios.-

- **Camisa interna.** Es un elemento que tiene las siguientes funciones:
  - 1.- Minimizar caídas de presión a través de la junta de expansión.
  - 2.- Prevenir vibración en las corrugaciones inducidas por alta velocidad de flujo turbulento.
  - 3.- Prevenir la erosión de las corrugaciones en servicios abrasivos.
  - 4.- Aisla internamente las corrugaciones en servicios de alta temperatura.
- **Cubierta externa.** Es un elemento que tiene como funciones principales:
  - 1.- Proteger a las corrugaciones contra daños mecánicos durante la instalación y el servicio.
  - 2.- Protege al personal en servicios peligrosos.
  - 3.- Sirve como soporte al aislamiento externo.
- **Barras atiesadoras.** Son elementos que tienen como funciones principales:
  - 1.- Prevenir empujes por presión sobre la tubería o equipo cuando se usan juntas de expansión para absorber deflexión lateral y/o rotación angular.
  - 2.- Limitar movimientos axiales mayores que los de diseño por efecto de condiciones imprevistas.
  - 3.- Controlar y distribuir el movimiento de los fuelles en juntas de expansión universales.
- **Conexiones de purga.** Son conexiones de tubería colocadas en el extremo sellado de la camisa interior de una junta de expansión, con el objeto de inyectar un líquido o gas entre los fuelles y la camisa interna para conservar el área limpia de sustancias erosivas o corrosivas y/o sólidos que obstruyan el libre movimiento de las corrugaciones.
- **Anillos compensadores.** Son elementos utilizados en algunas juntas de expansión para reforzar las raíces de las corrugaciones contra el efecto de presión interna, además por la geometría de su sección transversal (aproximadamente una "T") compensa los movimientos indeseables de inestabilidad por este mismo efecto.

iii) Tipos de juntas de expansión.-

- **Junta de expansión simple.** Es la forma más simple de junta de expansión, consiste de un solo fuelle, diseñado para absorber principalmente movimiento axial, aunque puede absorber pequeños movimientos laterales y rotaciones angulares.

- Junta de expansión doble. Consiste de dos fuelles unidos por un conector común, el cual es anclado a un elemento rígido por medio de una base, de manera que cada fuelle actúa como una junta de expansión simple (no se debe confundir con la junta de expansión universal).
- Junta de expansión universal. Es aquella que contiene dos fuelles unidos por un conector común con el propósito de absorber cualquier combinación de los tres movimientos básicos: movimiento axial, deflexión lateral y rotación angular. Usualmente es proporcionada con barras de control para distribuir el movimiento entre los dos fuelles y estabilizar el conector común.
- Junta de expansión articulada. Es aquella que contiene un solo fuelle que está diseñado para permitir rotación angular en un solo plano. La articulación deberá diseñarse para soportar presión interna y fuerzas externas, esta compuesta por un par de pasadores colocados entre las placas que están unidas a los extremos de la junta. Existe una variante de este tipo de juntas que también acepta movimientos axiales con sólo fabricar los agujeros para los pasadores oblongos. Las juntas de expansión articuladas se usan en conjuntos de dos o tres para que funcionen adecuadamente.
- Juntas de expansión tipo "Gimbal". Esta diseñada para permitir rotación angular en cualquier plano, mediante el uso de dos pares de articulaciones fijas a un anillo flotante. El anillo, las articulaciones y los pasadores deben ser diseñados para resistir el empuje de la presión interna y las fuerzas externas. Se usan en pares o conjuntos de dos "Gimbal" y una articulada, pudiendo absorber movimientos grandes y complicados sin imponer fuerzas sobre la tubería o el equipo interconectado.

Junta de expansión de presión balanceada. Esta diseñada para absorber movimiento axial y/o deflexión lateral en sistemas de tubería a presión, consiste de dos fuelles interconectados de tal forma que la presión de desbalanceo generada en un cambio de dirección sea transmitida a lo largo de la tubería, sin afectar el comportamiento de los fuelles. Una junta de expansión universal puede sustituir a uno de los fuelles para absorber desplazamientos laterales.

#### a) FACTORES QUE AFECTAN EL COMPORTAMIENTO DE UNA JUNTA DE EXPANSION.-

El funcionamiento de una junta de expansión depende de los siguientes factores:

- i) Método de fabricación.
- ii) Material de las corrugaciones.
- iii) Geometría de las corrugaciones.
- iv) Condiciones de operación.

#### i) Método de fabricación.-

La parte central de una junta de expansión corrugada es el fuelle

debe soportar las presiones y absorber los movimientos que se generan en la operación del sistema considerado, por esta razón el formado del fuelle es la operación más importante en el proceso de fabricación.

Casi todos los fabricantes utilizan máquinas de formado de fuelles de diseño propio, sin embargo, el funcionamiento de estas máquinas cae dentro de las siguientes categorías básicas.

- 1) Hidráulica, con formado de corrugaciones simultáneo.
- 2) Hidráulica, con formado de corrugaciones individual.
- 3) Hidrostática, con sólidos elásticos como medio de presión (hule, goma, etc.)
- 4) Rolado mecánico.
- 5) Herramientas de expansión mecánica.

En las tres primeras categorías el proceso de formado es similar, se inicia con la fabricación de un cilindro metálico compuesto por una lámina delgada con superficie de muy buena calidad y con extremos libres de bordes o discontinuidades. Después que la lámina se corta a un tamaño determinado (calculado en base al diseño de las corrugaciones) mediante una operación de cortado cuidadosa, es rolada a una forma cilíndrica asegurando que los extremos coincidan satisfactoriamente, el cilindro formado es colocado en una plantilla sujetadora para soldar y a lo largo de los extremos empataados de la lámina se aplica una soldadura a tope de arco de gas tungsteno, la tecnología de tales soldaduras es muy avanzada y algunos fabricantes son capaces de hacer soldaduras en láminas hasta de 0.003" de espesor. Dependiendo del espesor de la pared del cilindro puede ser necesario o no, el metal de aporte en la soldadura. El metal de aportación es usualmente requerido para soldaduras de láminas mayores de 0.1" de espesor. El cilindro es colocado en una prensa de formado compuesta fundamentalmente por un bastidor rígido móvil que fija los extremos del cilindro. Una serie de anillos cuidadosamente espaciados se colocan a lo largo de la longitud del tubo. Se aplica presión hidráulica en el interior del tubo produciendo un abombamiento entre los espacios de los anillos, formandose así el fuelle corrugado. En el caso de la tercera categoría la presión se efectúa por medio de un sólido elástico de hule o de goma que actúa como un fluido hidrostático. Los métodos más antiguos de formado de corrugaciones son los que quedan dentro de las últimas categorías, como en el caso anterior existe una considerable variedad de máquinas de formado por rolado, sin embargo, básicamente el formado se logra con la aplicación de un elemento que puede ser una rueda o un rodillo sobre el cilindro metálico, mientras éste rota sobre la flecha de una máquina de formado en algunos casos parecida a un torno. En este método los principales inconvenientes están en que el tipo de formado presenta la posibilidad de generar superficies defectuosas que puedan no ser detectables con facilidad, por otro lado, a menudo es citado que se presenta un adelgazamiento de pared excesivo en las raíces y las crestas de las corrugaciones, si el formado no es efectuado con mucho cuidado. Cuando la relación de diámetros entre la corrugación y el cilindro es

grande, algunos fabricantes acostumbran tratar térmicamente los fuelles para relevar los esfuerzos generados en la operación de formado, sin embargo, es conocido de pruebas experimentales que cierta cantidad de formado en frío, dependiendo del tipo de material, alarga la vida por fatiga de los fuelles.

ii) Material de las corrugaciones.

Uno de los aspectos más importantes en las consideraciones de diseño de un fuelle es la selección del material de fabricación. En general se puede suponer que para servicios convencionales en refinación y petroquímica con temperaturas que no rebasen los 800° F, el material más utilizado es acero inoxidable tipo 304. El uso de acero inoxidable tipo 321 es recomendado para temperaturas entre 800 y 1400° F ya que debido a su estabilidad química para minimizar la formación de precipitados de carburos a temperatura elevada, reduce su susceptibilidad a la corrosión intergranular.

Cuando las condiciones de corrosión o de temperatura elevada hacen los materiales anteriores inaceptables, existe un amplio rango de materiales para fabricación de fuelles que pueden usarse, por ejem. Aluminio, Columbio, Cobre, Inconel, Incoloy, Hastelloy, Monel, Nickel, Titanio y otros. La selección de cualquiera de ellos dependerá fundamentalmente del medio circulante y de un conocimiento amplio de las condiciones de operación a la que trabajará la junta de expansión incluyendo condiciones anormales tales como atmósfera corrosiva, posibilidades de pruebas de presión o limpieza con agua contaminada etc.

TEMPERATURA (°F)	-400	0	400	800	1200	1600	2000
MATERIAL							
ALUMINIO							
Aceros inoxidables inestables							
Aceros inoxidables estables 8 - 300							
Acero inoxidable tipo 310, Inconel, Inconel-A, Incoloy, etc.							

iii) Geometría de las corrugaciones.

El funcionamiento de una junta de expansión puede ser radicalmente cambiado por la alteración de la geometría de las corrugaciones. En general lo que podría parecer un pequeño cambio en la geometría de la corrugación puede representar un cambio notable en las características de operación de la corrugación, por ejem. incrementando la profundidad de la corrugación podrían presentarse los siguientes efectos:

Disminución de la capacidad para resistir presión.

Reducción de las fuerzas de deflexión.

Incremento en la capacidad de deflexión.

Incremento de vida cíclica, para un movimiento dado, por corrugación.

Así como la profundidad de la corrugación, el espesor, el diámetro, el paso, e incluso el número de pliegues y corrugaciones en un fuelle son factores de diseño que pueden afectar substancialmente el funcionamiento de una junta de expansión.

A continuación se presenta información cualitativa de cómo estos factores afectan el comportamiento de un fuelle.

función factor	cambio	capacidad por pres.	mov. permisible	relación de deform.	Presión de Inest.
Diámetro	mayor menor	igual	igual	mayor (1) menor (1)	mayor (1) menor (1)
Espesor	mayor menor	mayor (2) menor (2)	menor (1) mayor (1)	mayor (3) menor (3)	mayor (3) menor (3)
Profundidad	mayor menor	menor (2) mayor (2)	mayor (2) menor (2)	menor (3) mayor (3)	menor (3) mayor (3)
No. Corrug.	más menos	igual	mayor (1) menor (1)	menor (1) mayor (1)	menor (1) mayor (1)
No. pliegs.	más menos	mayor (1) menor (1)	igual	mayor (1) menor (1)	mayor (1) menor (1)
Paso	mayor menor	igual	igual	igual	menor (1) mayor (1)

El número indica la magnitud del efecto de cada factor.

(1) Cambio directo

(2) Se afecta la función con el cuadrado del factor

(3) Se afecta la función con el cubo del factor

Quando más de una dimensión es cambiada en proporciones comparables, sumando los efectos relativos, darán una buena idea de cómo las características de los fuelles se afectarán.

Ejemplo:

función factor	cambio	capacidad por pres.	mov. permisible	relación de deform.	Presión de Inest.
Espesor	doble	mayor 2	menor 1	mayor 3	mayor 3
Profundidad	doble	menor 2	mayor 2	menor 3	menor 3
Resultado		no cambia	mayor	no cambia	no cambia

Lo anterior muestra que el efecto neto es un incremento en el movimiento permisible sin ningún cambio en otra característica. Cualquier otra combinación de dimensiones puede ser tratada en la misma forma.

En general se puede decir que la flexibilidad de un fuelle depende del módulo de Elasticidad, el tamaño, forma, espesor y número de corrugaciones. La mayoría de los fuelles pueden hacerse con pliegues múltiples, tres y cuatro pliegues son comunes.

Los pliegues múltiples son usados para proporcionar una mayor resistencia a la presión y una menor relación de deformación, de la que podría ser obtenida con un solo pliegue de espesor igual a la suma de los espesores de los pliegues múltiples. Otra aplicación de fuelles de pliegues múltiples es en servicios peligrosos por la facilidad de su instrumentación.

Los tipos más comunes de corrugaciones son descritos a continuación:

• **Semitoroidal.**- Corrugaciones semitoroidales son utilizadas con materiales de relativamente baja ductilidad. La forma puede ser semicircular, elíptica o alguna otra combinación de curvas, ofrece buena capacidad para soportar presión y buena estabilidad. Las mayores limitaciones de esta configuración son su baja capacidad de deflexión y una alta relación de deformación.

**Forma de U.**- Cuando se colocan secciones planas entre las secciones semitoroidales, se forma lo que se ha llamado corrugación con forma de U. La forma es adaptable a todos los métodos de manufactura de fuelle de fuelles, una gran variedad de funciones puede alcanzarse con la variación del radio y la profundidad de la corrugación.

**Toroidal.**- Las corrugaciones toroidales se han desarrollado para reducir la inducción de esfuerzos por presión en los fuelles. La forma es esencialmente circular, los efectos son más uniformemente distribuidos a lo largo de la corrugación. Además los esfuerzos en la corrugación no se ven muy afectados con el incremento del diámetro del fuelle, como es el caso en otras configuraciones. (ver fig. 4)

#### iv) Condiciones de operación.

Dentro de las condiciones de operación a las que trabajará una junta de expansión existen dos aspectos importantes, uno de ellos caracterizado por las condiciones propias del sistema como son temperatura, presión, fluido circulante, etc. en función de las cuales es elegido el material y la configuración. El otro aspecto está relacionado con la soportería y restricciones del sistema considerado, es de la mayor importancia definir en forma precisa el comportamiento del sistema de tubería con uno o varios elementos flexibles (juntas de expansión) en su recorrido, mediante un sistema de soportes y restricciones adecuado.

#### Restricciones.-

**Anclas.**- El propósito de un ancla de tubería es el de dividir la línea en secciones que se deformen por temperatura individualmente. Debido a que no es posible restringir estas deformaciones se requiere ser obligadas por un elemento flexible como una junta de expansión, un ancla en este caso tendrá como función limitar y controlar la cantidad de movimiento que la junta de expansión deberá absorber. En ocasiones el equipo interconectado podrá ser considerado como ancla, siempre y cuando se consideren desplazamientos prescritos por el mismo equipo y fuerzas que actuaran sobre ellos.

El ancla, su conexión y la estructura a la cual se conectara, deberán ser diseñadas para soportar las fuerzas que actúan sobre ellas. Veamos por ejemplo como se compone la fuerza total que deberá soportar un ancla colocada en un codo de tubería en el extremo de un tramo recto que contiene una junta de expansión simple. (ver fig. 5)

$$F_{TA} = F_s + F_M + F_G + F_e \quad (a)$$

donde:  $F_{TA}$  = Fuerza total sobre el ancla  
 $F_s$  = Empuje estático debido a presión interna  
 $F_M$  = Fuerza requerida para extender o comprimir la j. de e.  
 $F_G$  = Fuerza debida a la fricción en cada uno de los apoyos  
 $F_e$  = Empuje dinámico debido al flujo

$$F_s = a p ; \quad F_e = 2A\rho v^2/g \text{ sen } \theta/2 ; \quad F_G = \sum \eta R ; \quad F = f_w e_x$$

donde: (b) (c) (d) (e)

- a : Area efectiva, correspondiente al diámetro medio de la corrugación
- p : Presión de diseño, basada en la condición más severa de la línea
- A : Area interna de la tubería
- $\rho$  : Densidad del fluido
- v : Velocidad del flujo
- g : Aceleración de la gravedad
- $\theta$  : Angulo del codo de tubería
- $\eta$  : Coeficiente de fricción entre los materiales involucrados
- R : Reacciones en los apoyos
- $f_w$  : Factor nominal de resistencia de fuelle (proporcionada por el fabricante)
- $e_x$  : Desplazamiento axial por corrugación resultante de imponer un movimiento axial x. ( $e = x/N$ )
- N : Número de corrugaciones en el fuelle

Guías.- Una junta de expansión diseñada y construida para tener una vida de servicio larga y satisfactoria, sólo se obtendrá cuando la tubería tenga el número de guías requerido y sea anclada y soportada de acuerdo con una buena práctica ingenieril. La alineación correcta de la tubería es de importancia vital en el funcionamiento propio de una junta de expansión. Las guías de tubería son necesarias para asegurar el movimiento propio del sistema que la junta de expansión deberá absorber y para prevenir el pandeo de la línea, (ver fig. 7). El pandeo puede ser causado por una combinación de dos factores: (1) la flexibilidad de la junta de expansión y (2) las cargas de presión interna sobre la tubería.

Una aplicación típica de guiado de tubería se muestra en la fig. 8, las primeras dos guías inmediatamente adyacentes a cada lado de la junta de expansión deberán ser circunferenciales a la tubería. Para aplicaciones que involucren movimiento axial únicamente, es generalmente recomendado que la junta de expansión sea localizada próxima a un ancla y que las primeras dos guías sean localizadas a distancias máximas de 4 y 14 diámetros respectivamente.



El espaciamiento entre guías intermedias para cualquier material o espesor puede ser calculado usando la siguiente fórmula:

$$L = 0.131 \sqrt{\frac{EI}{pa+fcx}} \quad (f)$$

donde :

- L : Espacio máximo entre guías intermedias
- E : Módulo de Elasticidad del material de la tubería
- I : Momento de inercia de la tubería
- p : Presión de diseño
- a : Area efectiva de las corrugaciones

nota: (+) compresión del fuelle ; (-) extensión del fuelle  
Para valores de "L" de tubería de acero al carbón ver fig. 9 .

### c) ANALISIS Y DISEÑO.-

#### i) Generalidades.-

El diseño de un fuelle de junta de expansión es complejo ya que involucra la evaluación de factores como capacidad a presión (externa e interna), esfuerzos debidos a deflexión, fatiga e inestabilidad. La determinación de un diseño aceptable es además complicado por el número de variables involucradas tales como diámetro, espesor y profundidad de la corrugación, paso y número de pliegues del fuelle, métodos de refuerzo, técnicas de fabricación, materiales y tratamiento térmico.

Idealmente las juntas de expansión corrugadas son cascarones delgados de revolución (geometría axisimétrica). Numerosos investigadores (Salzmann, Clark, Nohi, Turner, Laupe y otros) han intentado aplicar la teoría de cascarones a fuelles de juntas de expansión, usando en general métodos energéticos para obtener relaciones esfuerzo-deformación para fuelles sujetos principalmente a movimiento axial y presión interna (cargas axisimétricas). En base a estos estudios se desarrollaron algunos programas de computadora (M.W. Kellogg Co. y Atomic International). Estos análisis están basados en suposiciones que predicen sólo aproximadamente el verdadero comportamiento de un fuelle. Las suposiciones usualmente consisten en una configuración idealizada del fuelle con espesor uniforme, un material isótropo y homogéneo de comportamiento elástico. Estas suposiciones no son correctas en la mayoría de las aplicaciones, por ejem., un fuelle frecuentemente opera en el rango de esfuerzos plásticos y no en el rango de esfuerzos elásticos, sin embargo, posteriormente se han desarrollado programas de cascarones de revolución de propósitos generales (MOLSA, NONLIM, FEELAP, NONLEP) que incluyen además de los análisis mencionados:

- Análisis para desplazamiento lateral y rotación de un extremo con respecto al otro del fuelle.
- Análisis de cualquier configuración de las corrugaciones incluyendo variaciones en el espesor de la pared.

Basados en diferentes teorías tales como:

- Teoría elastico-lineal
- Teoría elástico-nolineal
- Teoría elasto-plástica

ii) Parámetros de diseño.-

Para proporcionar a los usuarios y diseñadores de juntas de expansión un método práctico de evaluación de varios parámetros que afectan el diseño de las corrugaciones, se presentan una serie de expresiones basadas en la investigación efectuada por W.F. Anderson y presentada en "Analysis of stresses in bellows, Part I, Design criteria and test results" Atomic International Report NAA-SR-4527. Estas ecuaciones pueden ser empleadas para diseño de fuelles ya que para aplicaciones de presión y movimiento cíclico están correlacionados con datos de pruebas experimentales.

La mayoría de los esfuerzos en fuelles resultan de efectos de presión y de flexión. Normalmente los esfuerzos de deflexión son mayores que los esfuerzos por presión, generalmente arriba de el punto de cedencia del material del fuelle y son meridionales. La presión induce esfuerzos circunferenciales en las tangentes de las corrugaciones y esfuerzos de flexión y membrana meridionales en la cresta y raíz de las mismas.

1.- Capacidad de presión interna.- Esfuerzos circunferenciales en los cilindros rectos de los extremos del fuelle, pueden causar cedencia circunferencial y pueden aproximarse por las ecuaciones:

(1)  $S_1 = \frac{Pd E_b}{2(t_c E_c + nt E_b)}$  (para longitud de placa anular  $1/2 \sqrt{dt}$ )  
si el fuelle esta reforzado

(2)  $S_1' = \frac{Pd E_c}{2(t_c E_c + nt E_b)}$  ( $S_1'$  : esfuerzo circunferencial en anillos de refuerzo)

El valor típico de este esfuerzo (calculado) esta entre 10,000 y 20,000 psi. Esfuerzos circunferenciales excesivos en la sección corrugada del fuelle puede producir cedencia circunferencial y posible ruptura. Como en cualquier cascarón cilindrico, este esfuerzo es inversamente proporcional al area de la sección transversal de la corrugación, puede aproximarse por las siguientes ecuaciones:

(3)  $S_2 = \frac{Pd_b}{2nt_p} \left( \frac{1}{0.571 + 2w/q} \right)$  (fuelle sin refuerzo)

(4)  $S_2' = \frac{H}{2A_b} \left( \frac{R}{R+1} \right)$  (fuelle con refuerzo)

R :  $R_1$  para miembros de refuerzo integrales

$R_2$  para miembros de refuerzo con pasador

Los valores típicos de estos esfuerzos (calculados) están también entre 10,000 y 20,000 psi.

Esfuerzos meridionales excesivos en la sección corrugada producirá abombamiento de la corrugación y/o colapso de la raíz de la corrugación.

Cualquier cambio en la forma de la corrugación, disminuirá el espacio entre las corrugaciones y de este modo capacidad para que el fuelle absorba movimiento. Tales cambios en la forma también afectarán la vida por fatiga. Estos esfuerzos pueden aproximarse por las fórmulas:

$$(5) \quad S_p = \frac{P(w - 0.3 r)}{2n t_p} \quad (\text{esfuerzo de membrana meridional})$$

$$(6) \quad S_f = \frac{P}{2n} \left( \frac{w - 0.3 r}{t_p} \right)^2 C_p \quad (\text{esfuerzo de flexión meridional})$$

Los valores típicos de estos esfuerzos (calculados) están entre 10,000 y 50,000 psi.

2.-Esfuerzos por Deflexión.- El esfuerzo en una sección corrugada del fuelle debido a deflexión está dado por las siguientes ecuaciones.

$$(7) \quad S_B = \frac{E_b t_p^2 r}{2(w-0.3r)G_p} \quad (\text{esfuerzo de membrana meridional})$$

$$(8) \quad S_G = \frac{5 E_b t_p r}{3(w-0.3r)G_p} \quad (\text{esfuerzo de flexión meridional})$$

Los valores típicos calculados para estos esfuerzos oscilan entre 50,000 y 500,000 psi. Obviamente estos valores no son esfuerzos reales, ya que exceden el límite elástico del material, sin embargo, ellos son significativos cuando son correlacionados con resultados de pruebas para la evaluación de la vida por fatiga.

3.-Esperanza de vida por fatiga.- La esperanza de vida por fatiga de una junta de expansión es afectada por varios factores, tales como:

- .presión de operación
- .temperatura de operación
- .material del fuelle
- .espesor del fuelle
- .paso de la corrugación
- .profundidad y forma de la corrugación
- .tratamiento térmico del fuelle.

Cualquier cambio en estos factores resultará en un cambio en la vida de la junta de expansión. El endurecimiento por deformación de aceros inoxidables austeníticos inducido durante el formado de las corrugaciones, generalmente mejora la vida por fatiga de una junta de expansión. La necesidad de tratamiento térmico para otros materiales debe ser considerada individualmente. La esperanza de vida de una junta de expansión puede ser definida como el número total de ciclos completos que puede ser esperado, basada sobre datos tabulados de pruebas efectuadas a temperatura ambiente bajo condiciones de operación simuladas. Un ciclo puede ser definido como un movimiento completo desde una posición abierta a una cerrada y retorno a la posición abierta.

La vida cíclica depende del rango de esfuerzos máximos al que el fuelle está sujeto, la amplitud del esfuerzo máximo es un factor significativo. La vida cíclica de un fuelle es proporcional a la suma del rango de esfuerzos meridionales por presión y el rango de esfuerzos meridionales por deflexión. El rango de esfuerzos de deflexión debe estar basado en

el rango total de movimiento axial equivalente.

$$(9) S_t = 0.7 (S_3 + S_4) + (S_5 + S_6)$$

El número de ciclos a la falla puede ser evaluado por la ecuación:

$$(10) N_c = \left( \frac{C - T_f}{S_t - B} \right)^a \quad \text{donde } C, B \text{ y } a \text{ son constantes del material y de fabricación.}$$

Ver en la fig.19 la curva de fatiga para aceros inoxidable austeníticos.

4.-Fatiga acumulada.- Una junta de expansión requiere resistir un cierto número de esfuerzos cíclicos en general definidos por el número de paros y arranques del sistema (ciclos completos), sin embargo, en ocasiones puede haber ciclos adicionales con amplitudes de esfuerzos menores que pueden afectar la vida por fatiga de los fuelles. Una relación aproximada entre diferentes tipos de ciclos parciales y ciclos totales equivalentes esta dada por:

$$(11) N_{eq} = \sum_r N_r r^a \quad \text{donde } N \text{ es el número de ciclos que involucra la fracción de desplazamiento } r, \text{ y el exponente } a, \text{ usualmente es considerado igual a 4 para fuelles me}$$

tálicos. Por ejem. Si una junta de expansión está diseñada para absorber 5" de desplazamiento y esta sujeta a 1200 ciclos de 4.5", 8000 ciclos de 2.5" y 20,000 ciclos de 1.0", el número de ciclos equivalente para 5" sera:

$$N_{eq} = 1200(0.9) + 8000(0.5) + 20000(0.2) = 737.3 + 500 + 32 = 1320 \text{ cicl.}$$

5.-Estabilidad.- La presión interna puede causar que el fuelle llegue a ser inestable, en cuyo caso afectara su funcionamiento reduciendo tanto la vida por fatiga como la capacidad por presión. Una evaluación aproximada de la estabilidad del fuelle está dada por:

$$(12) F_s = \frac{2\pi f_{iu}}{N^2 q_p} \quad \text{donde:} \quad (13) f = 1.7 \frac{d_p E_t t_p^3 n}{W^3 C_f}$$

( $F_s$  = relación de presión de inestabilidad teórica a presión de diseño)

6.-Relación de deformación.- La relación de deformación elástica de un fuelle cuando está sujeto a movimiento axial, es proporcionado por la ecuación (13). Esta relación de deformación es frecuentemente de mayor magnitud que la relación de deformación de trabajo ya que no incluye la acción plástica del fuelle. La fuerza requerida para deformar un fuelle axialmente es una función de las dimensiones del fuelle y el material del que está hecho. La curva general fuerza-deflexión para un fuelle es mostrada en la fig.15 con línea continua. La primera porción de la curva es una línea recta, esto sucede mientras el fuelle es deformado en el rango elástico, si el fuelle se continúa deformando se extenderá hacia el rango plástico a través de una relación fuerza-deflexión no lineal. Si la fuerza es retirada, la curva de descarga vuelve a ser lineal hasta llegar al eje de las abscisas ( $M = 0$ ), quedando una deformación residual (plástica), para retornar el fuelle a su posición original es necesario aplicar una fuerza restauradora en dirección opuesta a la primera.

La línea A, representa la relación de deformación elástica inicial del fuelle ( $f_i$ ), que puede ser determinada analíticamente de la ecuación (13). El uso de la relación de deformación elástica inicial por la relación de deformación de trabajo, para fuelles cuyos movimientos se extiendan dentro del rango plástico, producen valores que pueden ser considerablemente más altos que los reales, particularmente en lo que a la forma de alcanzar la deformación máxima se refiere. Esto puede considerarse como impráctico para aplicaciones generales. La línea B, que une el origen con el punto de fuerza y deflexión máximas, es usada como la relación de deformación de trabajo por algunos fabricantes, pero tiene la desventaja de sub-valorar las fuerzas en todo el rango. Una línea C' que pasa por el origen y es paralela a la línea C, que une el punto de fuerza-deflexión máxima con el de deflexión cero, puede ser considerada como una relación de deformación de trabajo que reduce las discrepancias que se presentan en los dos casos anteriores, sin embargo, la diferencia aún podría ser significativa. Otros fabricantes usan métodos empíricos para establecer la relación de deformación de sus fuelles. Para la gran mayoría de las aplicaciones las relaciones de deformación publicadas por los fabricantes han sido satisfactorias, no obstante, cuando la naturaleza crítica de una aplicación particular requiere de un conocimiento más preciso de la relación de deformación de trabajo de un fuelle, el usuario debe solicitar información al fabricante de el medio como sus datos fueron obtenidos.

### iii) Fuerzas y Movimientos.-

#### Movimientos.-

Una junta de expansión puede estar sujeta a movimiento axial, rotación angular, deflexión lateral o cualquier combinación de éstos. (ver figs. 11 y 12)

Movimiento axial.- El movimiento axial total  $X$  es absorbido por un desplazamiento uniforme de toda la corrugación. El desplazamiento axial por corrugación está dado por:

$$(14) \quad e_x = \frac{X}{2N} \quad (\text{junta de expansión doble})$$

$$(15) \quad e_x = \frac{X}{N} \quad (\text{junta de expansión simple})$$

Rotación angular.- Un fuelle también puede absorber rotación angular pura, por la extensión uniforme de uno de los lados y la compresión uniforme del otro. El movimiento angular de cualquier corrugación puede expresarse por:

$$(16) \quad e_\phi = \frac{\phi d_f}{2N}$$

Deflexión lateral.- La deflexión lateral de una junta de expansión es en realidad un caso particular de rotación angular. Los dos fuelles en una junta de expansión tipo Universal, rotan en direcciones opuestas para producir la deflexión lateral "y". Tanto en la rotación pura como en la deflexión lateral se presenta una distribución de movimiento desigual sobre las corrugaciones del fuelle. Ya que en general nos interesa conocer el desplazamiento

por corrugación para compararlo con el máximo permisible (usualmente dado por el fabricante), se puede aproximar por las siguientes ecuaciones:

$$(17) \quad e_y = \frac{K d_p y}{2N(L-C+x/2)} \quad (\text{donde } x \text{ es extensión})$$

$$(18) \quad e_y = \frac{K d_p y}{2N(L-C-x/2)} \quad (\text{donde } x \text{ es compresión})$$

El factor K es introducido para juntas de expansión Universales, es función de la relación de la distancia total entre los extremos de los elementos a la longitud corrugada de la junta de expansión. El valor de K para cualquier relación de L/2C puede ser encontrado en la fig. 14. De esta gráfica se puede ver que el valor de K para un fuelle simple es de 1.5, por lo tanto, el desplazamiento por corrugación debido a aplicación de deflexión lateral en un fuelle simple se puede expresar como:

$$(19) \quad e_y = \frac{3 d_p y}{N(L \pm x)} \quad (\text{donde } L \text{ es la longitud corrugada del fuelle})$$

Movimientos combinados.- Los efectos de movimientos combinados pueden ser calculados como sigue:

$$(20) \quad \begin{aligned} e_c &= e_y + e_\theta + |e_x| \\ e_e &= e_y + e_\theta - |e_x| \end{aligned} \quad (\text{si "y" y } \theta \text{ ocurren en el mismo plano})$$

Si "y" y  $\theta$  no ocurren en el mismo plano, deben sumarse vectorialmente y combinarse con "e<sub>x</sub>" para encontrar el máximo valor de "e<sub>c</sub>" y "e<sub>e</sub>". Todos los fuelles son tabulados por los fabricantes en términos de máximos desplazamientos axiales permisibles por corrugación "e<sub>c</sub>" (compresión) y "e<sub>e</sub>" (extensión). El diseño de cualquier junta de expansión debe ser tal que el desplazamiento total por corrugación calculado no exceda el tabulado por el fabricante.

$$\begin{aligned} e_c(\text{calculado}) &\leq e_c(\text{tabulado}) \\ e_e(\text{calculado}) &\leq e_e(\text{tabulado}) \end{aligned}$$

Rango de movimiento.- El rango de movimiento axial equivalente por corrugación, "e", resulta del movimiento de una junta, de su posición inicial en el sistema a la posición de operación. Cuando una junta de expansión es instalada sin pre-deformación, "e" es el mayor de "e<sub>c</sub>" y "e<sub>e</sub>", sin embargo, si existe pre-deformación, ésta debe ser sumada algebraicamente al "e<sub>c</sub>" y al "e<sub>e</sub>" calculados para obtener el rango máximo de movimiento "e".

Cálculo muestra de movimiento equivalente por corrugación.-

Supongamos una junta de expansión de 23" de diámetro que es instalada en posición neutral (sin pre-deformación) y está sujeta a las siguientes condiciones de desplazamiento en la operación:

Condición 1.-  $x = 1.0''$  (compresión)  
 $y = 1.5''$

Condición 2.-  $x = 0.5''$  (extensión)  
 $y = 0.5''$

datos del fuelle:  $d_p = 29.5''$   $e_c(\text{tabulado}) = 0.5''$   
 $n = 2.0''$   $e_e(\text{tabulado}) = 0.25''$

Sea  $N = 5$  ;  $L = 36''$  ;  $C = N \cdot a = 5 \cdot 2 = 10$  ;  $L/2C = 36/20 = 1.8$  ;  $K = 1.33$   
 (el valor de  $K$  se puede ver en la fig. [4])

condición 1.-

$$e_y = \frac{K d_p y}{2N(L-C-x/2)} = \frac{1.33 (2) 0.5 (0.5)}{2 \cdot 5 (36-10-0.5)} = 0.231''$$

$$e_x = \frac{x}{2N} = 1 / 2 \cdot 5 = 0.100'' \text{ (compresión)} \quad ; \quad e_\phi = 0$$

$$e_e = e_y + e_x + |e_x| = 0.231 + 0.0 + 0.1 = 0.331'' \text{ (} < 0.5'' \text{ tabulada)} = e$$

$$e_e = e_y + e_\phi + |e_x| = 0.231 + 0.0 + 0.1 = 0.131'' \text{ (} < 0.25'' \text{ tabulada)}$$

condición 2.-

$$e_y = \frac{K d_p y}{2N(L-C+x/2)} = \frac{1.33 (2) 0.5 (0.5)}{2 \cdot 5 (36-10+0.25)} = 0.075''$$

$$e_x = \frac{x}{2N} = \frac{0.5}{2 \cdot 5} = 0.05'' \text{ (expansión)}$$

$$e_e = e_y + e_\phi + |e_x| = 0.075 + 0.0 + 0.05 = 0.125'' \text{ (} < 0.5'' \text{ tab.)}$$

$$e_e = e_y + e_\phi + |e_x| = 0.075 + 0.0 + 0.05 = 0.125'' \text{ (} < 0.25'' \text{ tab.)} = e$$

Cálculo de fuerzas y momentos.-

Para valuar las cargas sobre la tubería, soportes, o equipo interconectado, es frecuentemente necesario determinar las fuerzas y momentos requeridos para mover una junta de expansión. La mayoría de los fabricantes presentan en sus catálogos datos de fuerzas para los diseños estándar, estos datos son expresados en términos de la fuerza requerida para mover una corrugación el movimiento axial tabulado. Por conveniencia, es práctico dividir esta fuerza entre el movimiento tabulado para obtener un factor de resistencia

" $f_v$ " en libras por pulgada de movimiento por corrugación. Habiendo determinado este factor, los momentos y las fuerzas requeridas para mover una junta de expansión pueden ser calculados como sigue: (En ocasiones el fabricante define directamente el factor "f", ver fig. 20)

$$(22) F = f_v e_k$$

$$(23) M_y = \frac{f_w d_p e_y L}{4} \text{ (para deflexión lateral)}$$

$$(24) M_\phi = \frac{f_w d_p e_\phi}{4} \text{ (para rotación angular)}$$

$$(25) V = \frac{f_w d_p e_y}{L}$$

Las figs. de la 11 a la 13 muestran las fuerzas y momentos aplicados sobre la junta para producir equilibrio estático para los diferentes tipos de movimiento.

iv) Vibraciones.-

Los fuelles metálicos pueden usarse en aplicaciones donde la vibración sea de alta frecuencia y baja amplitud y debe evitarse para vibraciones donde la frecuencia sea baja y la amplitud alta. Las vibraciones que resultan de pulsaciones de presión por efecto del flujó, requieren de amortiguadores de

pulsación que transformen las vibraciones de alta amplitud y baja frecuencia en pulsaciones menos severas de alta frecuencia y baja amplitud. Cuando en un sistema se presenta vibración y la frecuencia es conocida, los fuelles deben ser diseñados de modo que su frecuencia natural y modos superiores no coincidan con la frecuencia del sistema. Para evitar resonancia en los fuelles, la frecuencia natural de éstos debera ser más baja que la frecuencia del sistema o en su defecto por lo menos un 50% más alta. Las frecuencias naturales de fuelles simples para vibración axial y lateral pueden calcularse usando las fórmulas siguientes:

vibración axial.-

$$(26) f = C \sqrt{K/W}$$

donde:  $f$  = frecuencia resonante (ciclos por seg.)

$K$  = relación de deformación del fuelle (lbs./pulg.)  $K = ft/W$

$W$  = peso de los fuelles (cuando el fluido es líquido se debe incluir el peso del líquido contenido entre las corrugaciones)

$C$  = Constante (usar  $C_1$  para la frecuencia natural,  $C_2$  para la primera armónica, etc.)

Valores de  $C$  (para los primeros cinco modos)

No. de corrug.	$C_1$	$C_2$	$C_3$	$C_4$	$C_5$
1	8.84	-	-	-	-
2	9.51	17.7	23.1	-	-
3	9.75	18.8	26.5	32.5	36.2
4	9.75	19.1	27.8	35.4	41.6
5	9.81	19.3	28.4	36.8	44.7
6	9.81	19.4	28.7	37.5	45.6
7	9.81	19.5	28.9	38.0	46.6
8	9.81	19.5	29.1	38.2	47.1
9	9.81	19.5	29.1	38.5	47.5
10(y mayores)	9.81	19.6	29.2	38.6	47.8

vibración lateral.-

$$f = C (d_p/L) \sqrt{K/W}$$

donde además de los términos ya definidos.

$d_p$  = diámetro de las corrugaciones

$L$  = longitud del fuelle

Valores de  $C$  (para los primeros cinco modos)

$C_1$	$C_2$	$C_3$	$C_4$	$C_5$
24.8	68.2	133	221	330

d) SELECCION DE UNA JUNTA DE EXPANSION Y SUS APLICACIONES.-

i) Selección.-

La selección de una junta de expansión depende, fundamentalmente, de las condiciones de operación y tipos de movimiento que deberá absorber, definiendo



correcciones. Quizá el aspecto más importante en la utilización de juntas de expansión es el de poder definir correctamente todos los posibles movimientos a los que estará sujeta la junta, no sólo en operación sino en etapas de arranque y paro del sistema. Para poder hacer esta definición es de importancia vital el diseño de un sistema de soportes y restricciones adecuado. El primer paso por lo tanto, en la selección de una junta de expansión es la determinación de una localización tentativa de las anclas del sistema de tubería. El número de anclas seleccionado, así como su localización dependen de la configuración de la tubería, la cantidad de movimiento que puede ser absorbida por una junta, la posibilidad de contar con miembros estructurales que puedan ser usados como anclas, la localización de equipos interconectados, conexiones ramales, accesorios de tubería, etc. Una vez definida la localización se puede conocer el tipo de movimientos que la junta deberá absorber y tomando en cuenta las condiciones de presión se puede elegir el tipo de junta. Una decisión final en la localización de anclas y tipo de juntas de expansión a usar debe ser tomada después de considerar varias soluciones alternativas con respecto al costo, la capacidad de vibración, restricciones de fuerzas, limitaciones de espacio, etc. Los movimientos debidos al cambio real de la longitud de los tramos en cada sección de tubería individual por efecto de cambios de temperatura, se puede calcular por la siguiente expresión:

Movimiento total = (coef. exp. a  $T_{max}$  - coef. exp. a  $T_{min}$ ) \* long. del t.  
 Es importante que los movimientos relativos de los equipos interconectados sean considerados en el cálculo de los movimientos finales que actuarán sobre la junta.

## ii) Aplicaciones.-

Aplicaciones para movimiento axial.- La única configuración de tubería que produce movimiento axial puro en una junta de expansión, es la de una longitud recta de tubería. Un ejemplo ilustrativo de esta aplicación se puede ver en la fig. 22. El sistema involucra condiciones de carga no uniformes ya que contiene una reducción y una válvula reductora de presión, las fuerzas generadas en las juntas por efecto de la presión en los dos casos pueden diferir considerablemente, teniendo en consecuencia que diseñar las anclas intermedias para soportar estas diferencias (diseño como ancla principal). El guiado deberá hacerse como se indica en la fig. 9. Es conveniente que las juntas sean instaladas lo más cerca posible de un ancla ya que en esta forma además de simplificar el guiado, es posible evitar cualquier introducción futura de válvulas, orificios, etc. entre las juntas de expansión. La junta de expansión simple de presión balanceada, como ya se indicó sólo puede ser instalada en cambios de dirección, no obstante, si es necesario, tales cambios pueden introducirse artificialmente. (ver fig. 24)

Una aplicación de estas juntas se muestra en la fig. 23, notese que las anclas necesarias, en este caso, se diseñan como anclas intermedias pues las fuerzas involucradas son sólo la de compresión de la junta y las fuerzas de fricción, sin embargo, la fuerza de deflexión se incrementa, ya que es necesario deformar dos dobleces en lugar de uno.

Aplicaciones para movimiento lateral, rotación angular y movimientos combinados.— Como se ha señalado previamente, la junta de expansión simple es capaz de absorber una o más de las tres clases de movimiento mencionados, pero son grandes sus limitaciones si estos movimientos no son pequeños. La junta de expansión universal es capaz de absorber movimiento axial, lateral y angular, es particularmente apropiada para absorber grandes cantidades de movimiento lateral. Las barras atiesadoras para juntas universales son en general usadas para controlar los movimientos del tramo central de tubería, sin embargo, pueden ser diseñadas para soportar el empuje por presión, pero en este caso la junta de expansión deberá absorber sólo movimiento lateral (ver fig. 25). Con la utilización de juntas de presión balanceada para este tipo de movimientos, las anclas principales del sistema son sustituidas por anclas intermedias y los requerimientos de guiado son reducidos a un mínimo. Debe notarse que la deflexión lateral de la junta de presión balanceada involucra sólo al fuelle del flujo, ya que el fuelle de balanceo está diseñado sólo para absorber el movimiento axial impuesto. (ver fig. 26). En los casos en los que el uso de juntas universales está limitado por la configuración del sistema o por problemas de maniobra en la instalación, es conveniente el uso de juntas de expansión articuladas, usadas en pares con un tramo de tubería entre ellas, el sistema es capaz de absorber movimientos laterales en forma similar a una junta de expansión universal (ver fig. 27), se puede notar sin embargo que el sistema articulado no puede absorber la expansión del tramo vertical, este movimiento lo deberá tomar uno o ambos de los tramos horizontales por flexión. En los casos en que la flexibilidad del sistema no es adecuada para absorber estos movimientos es conveniente usar un sistema con tres juntas articuladas (ver fig. 28). La utilización de juntas de expansión articuladas permite transmitir cargas de cortante a través del miembro articulado, simplificando por ello el sistema de soportes. Dos juntas de expansión tipo "gimbal" usadas en forma similar a la de juntas articuladas, presenta la ventaja de tener rotación angular en cualquier plano, (ver fig. 29), el movimiento vertical seguirá siendo absorbido por flexión de los tramos horizontales, si esto no es posible se puede añadir al sistema una junta articulada, el sistema formado es suficientemente flexible para absorber desplazamientos grandes en cualquier dirección, sin imponer prácticamente ninguna fuerza sobre la tubería o equipos interconectados. Si la junta articulada fuera sustituida por otra "gimbal", la aplicación sería redundante y por lo tanto, difícil de definir el comportamiento del sistema en operación.

#### e) INSTALACION Y MANTENIMIENTO.—

##### i) Instalación.—

Las fases más críticas en la instalación de una junta de expansión son las siguientes:

Especial cuidado debe ser tomado para prevenir cualquier daño sobre los fuelles, tal como abolladura, rayadura, quemadura, etc.

Ningún movimiento de la junta de expansión deberá hacerse debido a desalineamiento de la tubería, si tales movimientos son impuestos pueden resultar daños sobre los fuelles que hagan que el sistema no funcione adecuadamente, de modo particular, la vida cíclica puede ser substancialmente reducida, las fuerzas impuestas sobre equipos adyacentes pueden exceder los límites de diseño, las holguras de la camisa interna pueden ser afectadas y la capacidad de presión y estabilidad de los fuelles puede ser reducida. La rotación torsional también deberá de ser evitada.

Cualquier pre-posición de campo deberá ser ejecutada de acuerdo a instrucciones específicas incluyendo la dirección y magnitud del movimiento.

Las anclas, guías y soportes de tubería deben ser instalados estrictamente de acuerdo a los dibujos de diseño.

Si se proporciona camisa interna, la junta de expansión debe ser instalada con la orientación correspondiente de acuerdo a la dirección del flujo.

Las temperaturas máximas y mínimas de instalación deben ser aproximadamente establecidas. Donde la temperatura ambiente puede variar significativamente durante la construcción de la línea, puede requerirse que se instale precomprimida. Cuando una junta de expansión es instalada a una temperatura superior a la temperatura mínima que puede tener en operación, la junta debe ser precomprimida en una cantidad calculada por la siguiente expresión:

$$\text{Precompresión} = \text{mov. de dis. de la j. de e.} \times \left( \frac{T_i - T_o}{T_{\text{max}} - T_{\text{min}}} \right)$$

cuando:  $\left( \frac{T_i - T_o}{T_{\text{max}} - T_{\text{min}}} \right) \leq 0.15$  (la precompresión no es necesaria)

$$\left( \frac{T_i - T_o}{T_{\text{max}} - T_{\text{min}}} \right) \geq 0.16 \quad (\text{la precompresión es esencial})$$

#### ii) Mantenimiento.-

Inmediatamente después de colocar el sistema en operación, una inspección visual debe hacerse para asegurar que la expansión térmica está siendo absorbida por la junta de expansión en la forma que fue establecida en el diseño. Un programa de inspección periódica debe planearse por el diseñador del sistema. La frecuencia de esta inspección estará determinada por el servicio y las condiciones ambientales involucradas, esta inspección deberá incluir:

- Conformidad de movimientos reales y de diseño.
- Evidencia de vibraciones no esperadas.
- Señales de corrosión externa.
- Deterioro de anclas, guías y otros accesorios.

Debe entenderse que este programa de inspección no puede dar información de daños debidos a fatiga, esfuerzos de corrosión o corrosión interna general, que pueden causar falla súbita y generalmente ocurre

sin ningún aviso audible o visible. Cuando la naturaleza crítica del sistema lo justifica, puede ser necesario proporcionar medios para minimizar la probabilidad de este tipo de fallas, incluyendo periódicos cambios (preventivos) de componentes críticos del sistema. Cuando cualquier inspección revele un mal funcionamiento, daño o deterioro del sistema, deberá ser revisado por una autoridad competente para su solución. Es conveniente llevar un registro de cualquier cambio en las condiciones de operación del sistema (tales como presión, temperatura, ciclos térmicos, etc.) y modificaciones de tubería. Cualquier cambio deberá ser revisado por una autoridad competente para determinar el efecto sobre el funcionamiento del sistema.

### iii) Recomendaciones.-

#### Recomendaciones de diseño.-

- Las presiones de diseño y de prueba así como los movimientos especificados deben ser realistas, un factor de seguridad excesivo puede resultar en una disminución de la vida cíclica y de la estabilidad por efectos de presión.
- Si se usa camisa interna y es indeseable que el medio circulante pueda quedar atrapado en el área de las corrugaciones, agujeros de drenaje o conexiones de purga deberán especificarse.
- Cuando existe la posibilidad de flujo invertido, una camisa reforzada deberá especificarse para prevenir pandeo de la camisa y posible daño de las corrugaciones.
- El fabricante de la junta de expansión deberá ser informado si la junta será aislada, para tomarlo en cuenta en el diseño de las partes componentes.
- Cuando vibraciones mecánicas son impuestas sobre los fuelles, se tratará de proporcionar un diseño no-resonante, sin embargo, no es posible asegurar esta condición, por lo tanto pueden ser necesarias modificaciones de campo a la junta de expansión u otras componentes del sistema.

Recomendaciones de seguridad.- Sistemas de tubería que operen a altas presiones y/o con fluidos peligrosos y que estén localizados en zonas próximas al personal de la planta, deberán proporcionarse con accesorios adicionales de seguridad. Las juntas de expansión pueden proporcionarse con accesorios especiales de seguridad para proteger al personal en caso de falla del sistema. Estos accesorios deberán incluir pero no limitar los siguientes:

- Cubierta reforzada que impida el efecto violento del flujo en caso de falla.
- Barras atiesadoras diseñadas para cargas de choque empleadas para restringir el empuje de la presión longitudinal en el caso de la falla de alguna de las anclas.
- Dos pliegues pueden usarse en lugar de uno para la construcción del fuelle. El espacio anular entre los pliegues puede ser continuamente monitoreado para detectar fugas por medio de una instrumentación conveniente.

## N O M E N C L A T U R A

- $A_b = (0.571 q + 2w) t n$  (pulg.<sup>2</sup>) sección transversal del área metálica de una corrugación.
- $A_f =$  Sección transversal del área metálica de un pasador en tensión (pulg.<sup>2</sup>)
- $A_r =$  Sección transversal del área metálica de un miembro reforzado (pulg.<sup>2</sup>)
- $C_p =$  Factor de la gráfica, (fig. 16)
- $C_f =$  Factor de la gráfica, (fig. 18)
- $C_d =$  Factor de la gráfica, (fig. 17)
- $d =$  Diámetro exterior del cilindro (pulg.)
- $d_p = d + w$ , diámetro del fuelle, (pulg.)
- $e =$  Movimiento axial equivalente total por corrugación (pulg.)
- $e_c =$  Compresión axial equivalente por corrugación, (pulg.)
- $e_e =$  Extensión axial equivalente por corrugación, (pulg.)
- $e_y =$  Desplazamiento axial máximo por corrugación resultante de imponer una deflexión lateral "y" (pulg.)
- $e_o =$  Desplazamiento axial por corrugación resultante de imponer una rotación angular " $\theta$ ", (pulg.)
- $E =$  Módulo de elasticidad, los subíndices "b", "c", "f" y "r" denotan el fuelle, anillo, pasador y miembro reforzado, respectivamente (psi)
- $f_i =$  Relación de deformación axial inicial, el subíndice "u" y "r" denotan fuelle no reforzado y reforzado respectivamente (lbs/ - pulg. de mov./corrug.)
- $f_w =$  Relación de deformación de trabajo (factor de resistencia nominal)
- $F =$  Fuerza axial requerida para mover una sola corrugación axialmente la cantidad " $e_c$ " (lbs)
- $F_y =$  Relación de presión de inestabilidad teórica de fuelles a presión de diseño.
- $I = p d_p q$ , (lb), fuerza de presión interna total resultante.
- $l_f =$  Longitud efectiva de un pasador (pulg.)
- $k =$  Factor que establece la relación entre desplazamiento axial equivalente por corrugación debido a deflexión lateral y la razón  $L/\lambda$
- $L =$  Distancia entre extremos de longitud corrugada en una J. de E. simple (pulg.)
- $n =$  Número de pliegues de espesor "t".
- $N =$  Número de corrugaciones en un fuelle.
- $N_c =$  Número de ciclos a la falla.
- $P =$  Presión interna. (psi.)
- $q =$  Paso (distancia entre dos puntos correspondientes de dos corrugaciones adyacentes) (pulg.)
- $R =$  Relación de fuerza de presión interna resistida por el fuelle a la fuerza de presión interna resistida por el refuerzo.

$$R_1 = \frac{A_b E_b}{A_r E_r}$$

$$R_2 = \frac{A_b E_b}{d_p} \left( \frac{l_f}{A_r E_f} + \frac{d_o}{A_r E_r} \right)$$

S = Esfuerzo calculado

S<sub>u</sub> = Resistencia última del material del fuelle (psi)

t = Espesor nominal de un pliegue, (pulg.)

t<sub>c</sub> = Espesor del anillo, (pulg.)

t<sub>p</sub> = t  $\left( \frac{d}{d_r} \right)^{1/2}$  (pulg.) factor de espesor del fuelle para un pliegue, para corregir adelgazamiento durante el formado.

T<sub>f</sub> = Factor de corrección a la temperatura para la vida por fatiga de un fuelle.

=  $\frac{S_u(\text{frío}) + S_u(\text{caliente})}{2 S_u(\text{frío})}$  Donde el movimiento cíclico ocurre a temperatura variable.

=  $\frac{S_u(\text{caliente})}{S_u(\text{frío})}$  Donde el movimiento cíclico ocurre a temperatura constante.

V = Fuerza lateral requerida para producir la deflexión lateral "y"

x = movimiento axial aplicado en compresión o extensión, (pulg.)

y = Deflexión lateral aplicada (pulg.)

w = Profundidad de la corrugación (pulg.)

ϕ = Rotación angular aplicada, (radianes)

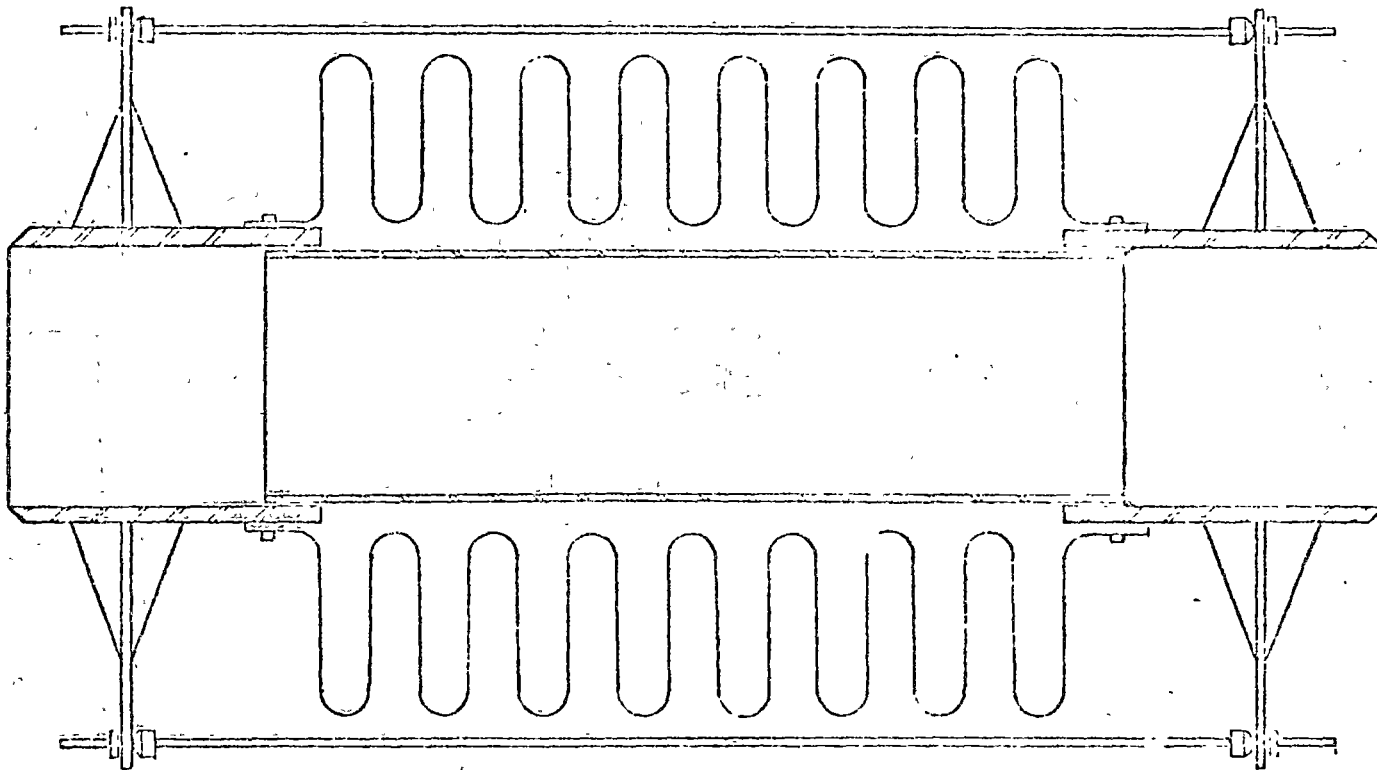
## B I B L I O G R A F I A

- 1.- "Standards of the expansion joint manufacturers association Inc." Fourth edition 1975.
- 2.- "Piping handbook", Sabin Crocker, Fifth edition, 1973.
- 3.- "Design of piping systems" M.W. Kellogg Co., Second edition, 1956.
- 4.- "Survey report on structural design of piping systems and components". E.C. Rodabaugh ORNL Subcontract No. 2913, 1970.

## C A T A L O G O S

- 1.- Zallea Brothers, Inc.
- 2.- Pathway Bellows, Inc.
- 3.- Tube-Turn Bellows Expansion Joints
- 4.- Badger Expansion Joint Co.
- 5.- Kopperman Industries

FIG. 1

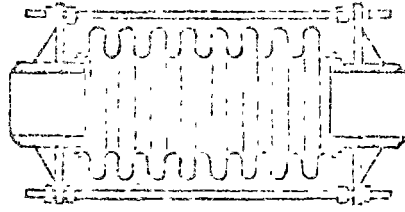


JUNTA DE EXPANSION CORRUGADA

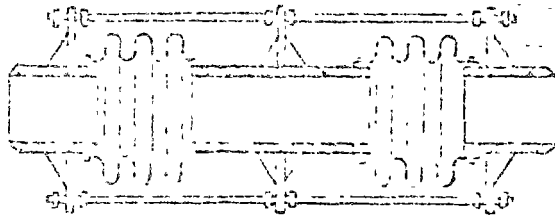


TIPOS DE JUNTA DE EXPANSION

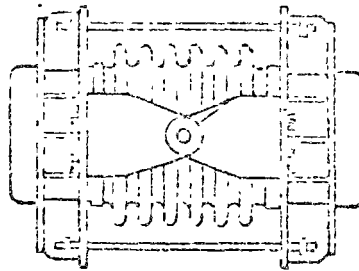
SIMPLE



UNIVERSAL



ARTICULADA



DE PRESION BALANCEADA

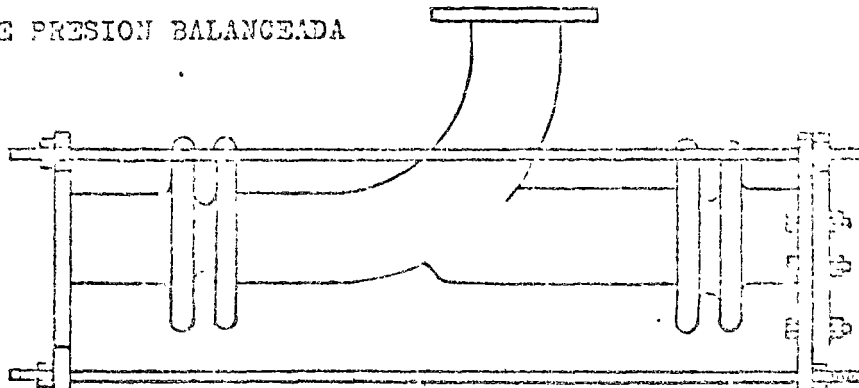
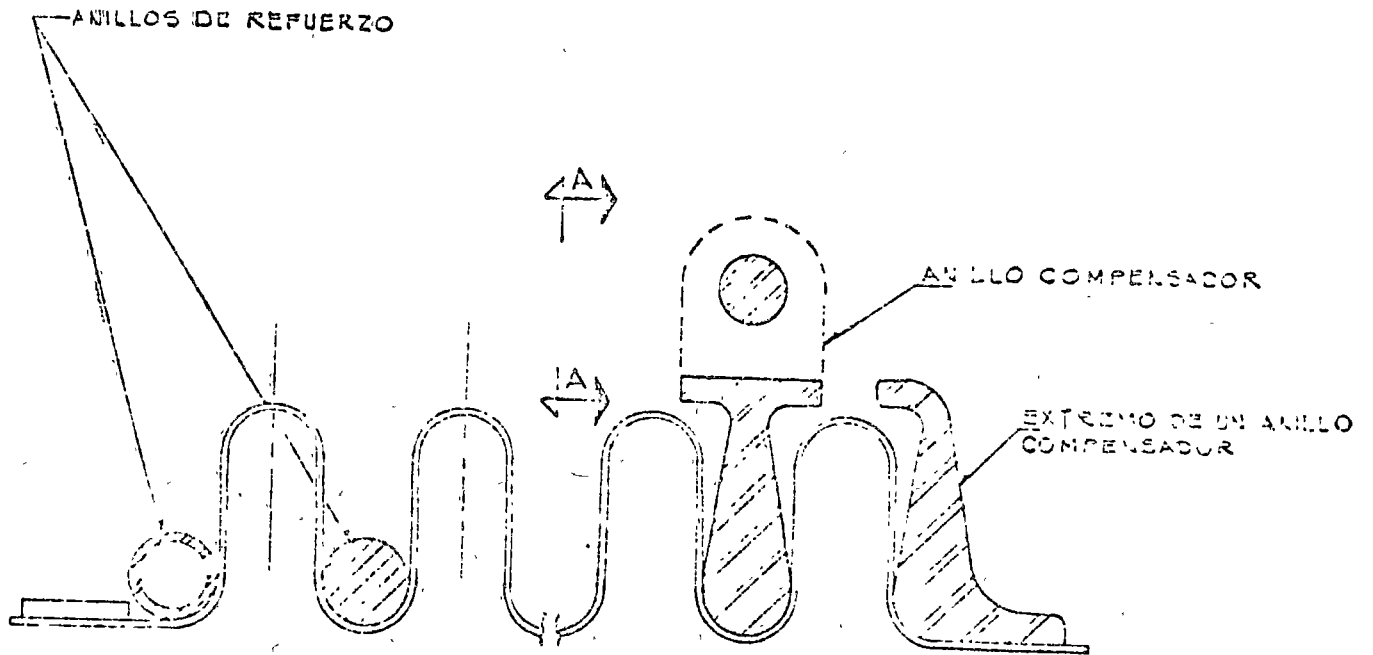
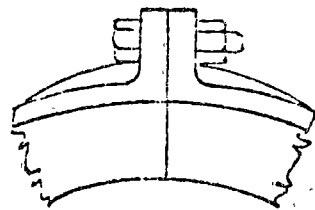


fig. 2



FUELLES REFORZADOS



VISTA 'A-A'

fig. 3






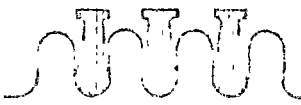

CORRUGACIONES	
NOMBRE	FORMA
<u>SEM-TOROIDAL</u>	
<u>FORMA DE "M"</u>	
<u>FORMA DE "S"</u>	
<u>FORMA DE U CON ANILLOS DE REFUERZO EXT.</u>	
<u>FORMA DE U CON ANILLOS DE REFUERZO INT.</u>	
<u>FORMA DE U CON ANILLOS COMPENSADORES</u>	
<u>TOROIDAL</u>	

fig. 4

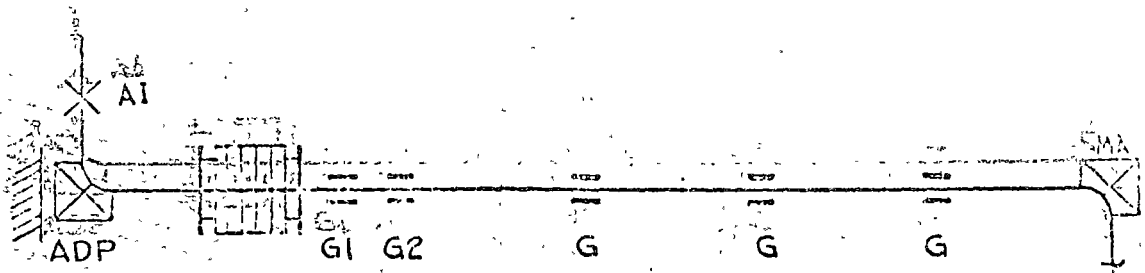


fig. 5

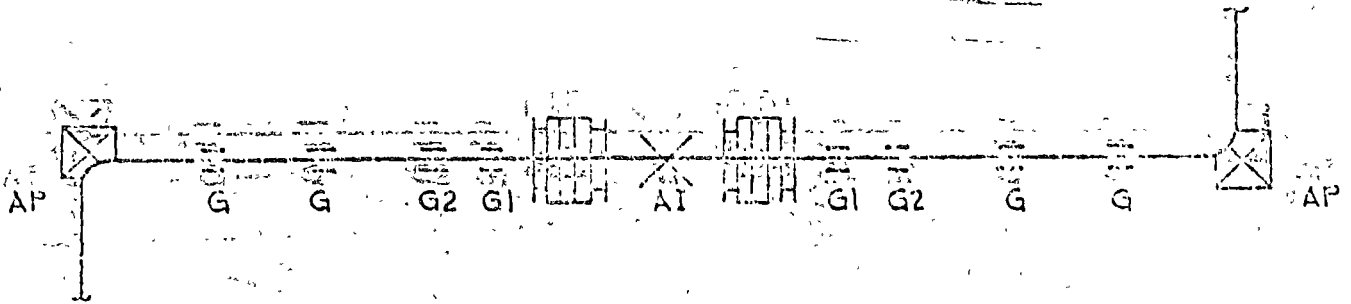
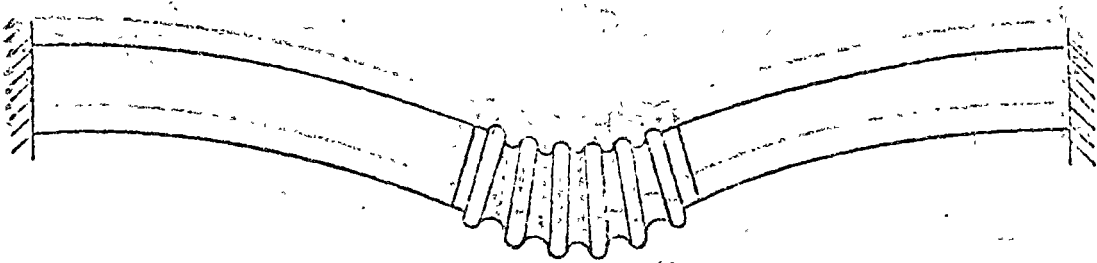
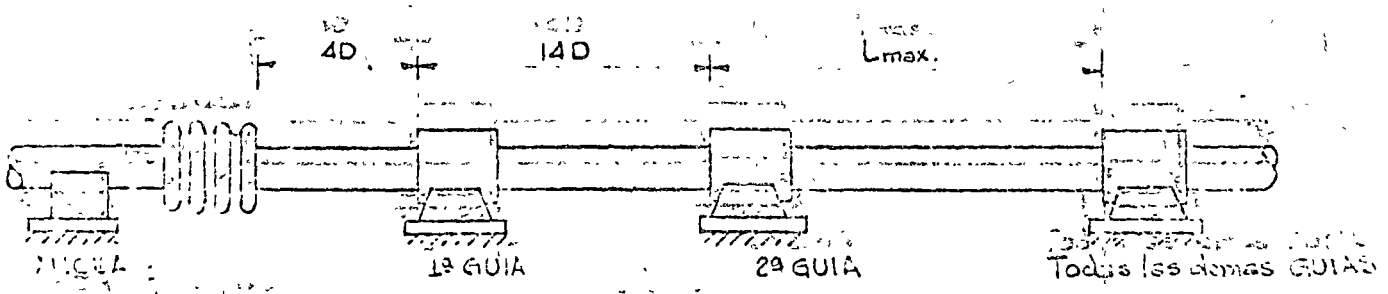


fig. 6



Pandeo lateral por falta de guiado.

fig. 7



D = Diámetro del eje  
de las GUIAS.

fig. 8

Este diagrama es máximo solamente para los tipos de tubería listados para las aberturas y, también, solo en el caso de juntas de expansión (—) y juntas continuas (---). Valores basados en tubería de acero al carbono estándar, para otros tipos de tubería ver fórmula (7)

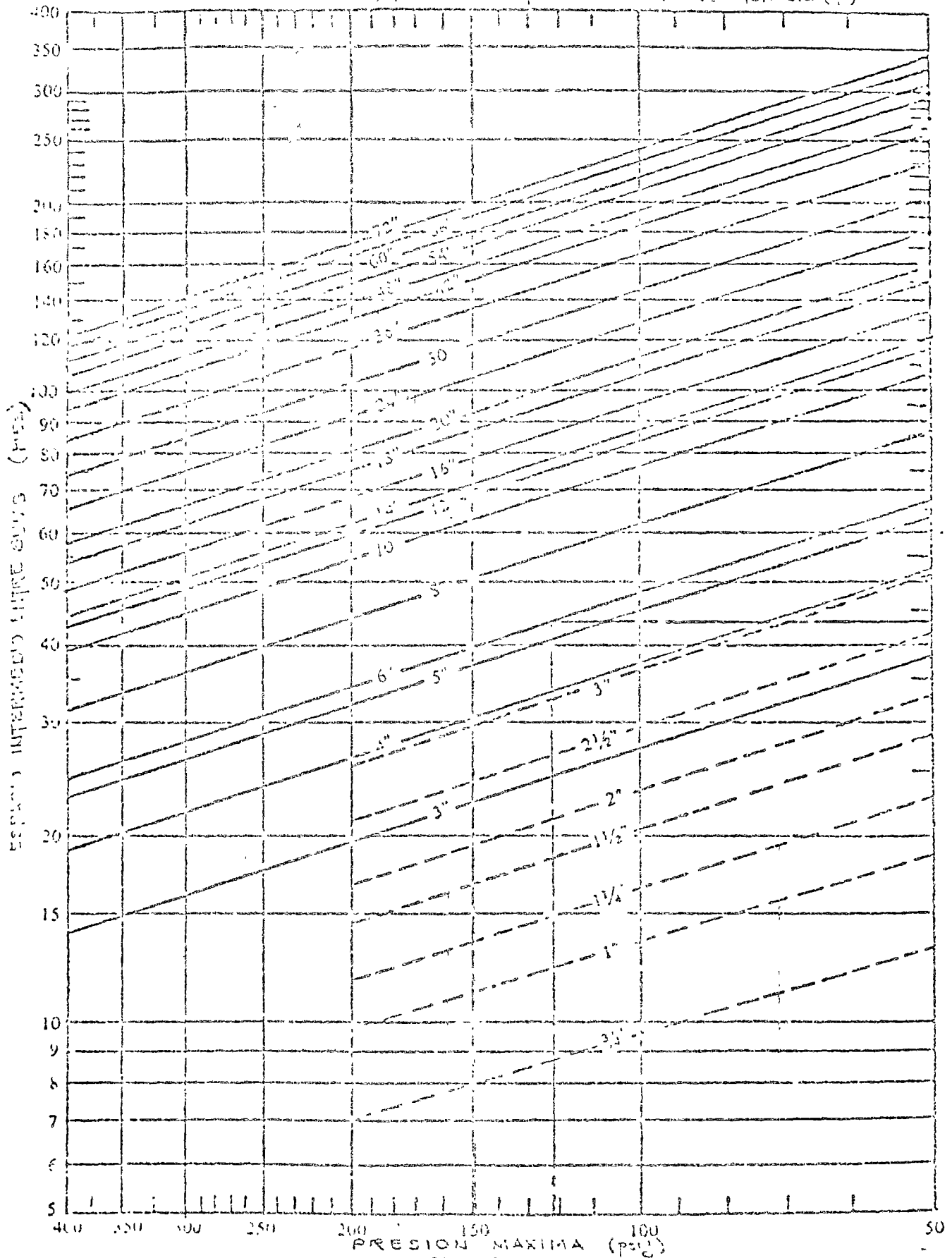
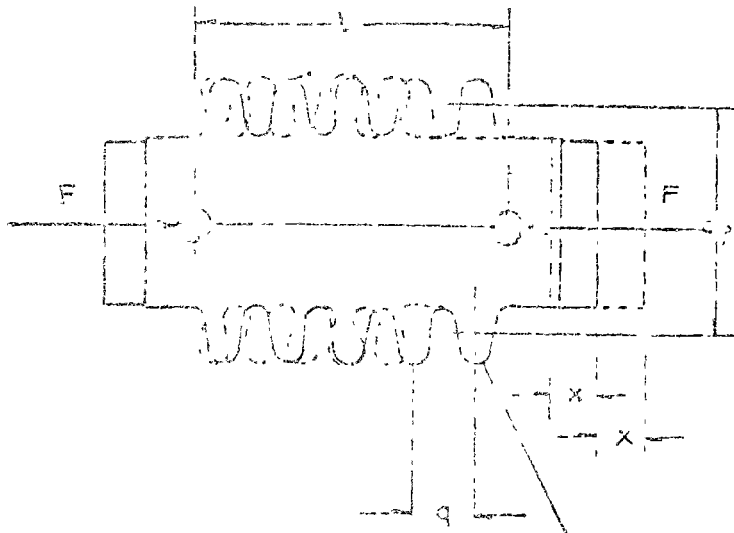


fig. 9

DESIGN CHANGES AS THEY EFFECT CONVOLUTED METAL BELLOWS

DESIGN VARIATION	Hoop Stress	Bulge Stress	Deflection	Squirm Pressure	Buck Pressure	External Pressure	Cycle Life	Rated Axial Lateral	Rated Angular	Spring Rate Axial	Spring Rate Lateral	Spring Rate Angular	Pressure Thrust	Maximum No. Coils
Thicker Material	+	+	+	+	+	-	-	-	-	+	+	+	S	S
Thinner Material	+	+	-	-	-	+	+	+	+	-	-	-	S	S
Higher Convolute	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
Lower Convolute	+	+	+	+	+	-	-	-	-	+	+	+	-	+
Smaller Pitch	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	S	+
Larger Pitch	+	-	+	+	+	-	-	-	-	+	+	+	S	-
More Plies	+	+	S	+	+	S	S	S	S	+	+	+	S	-
Fewer Plies	+	+	S	+	-	S	S	S	S	-	-	-	S	+
Larger Diameter	+	S	S	+	+	S	S	+	+	+	+	+	+	D
Smaller Diameter	-	S	S	-	-	S	S	+	+	+	+	+	-	D

LEGEND: + INCREASE. - DECREASE. S-SAME. D-DEPENDS ON SIZE OF CHANGE.



⊕ Lini' deforma' de la fibra y momentos externos

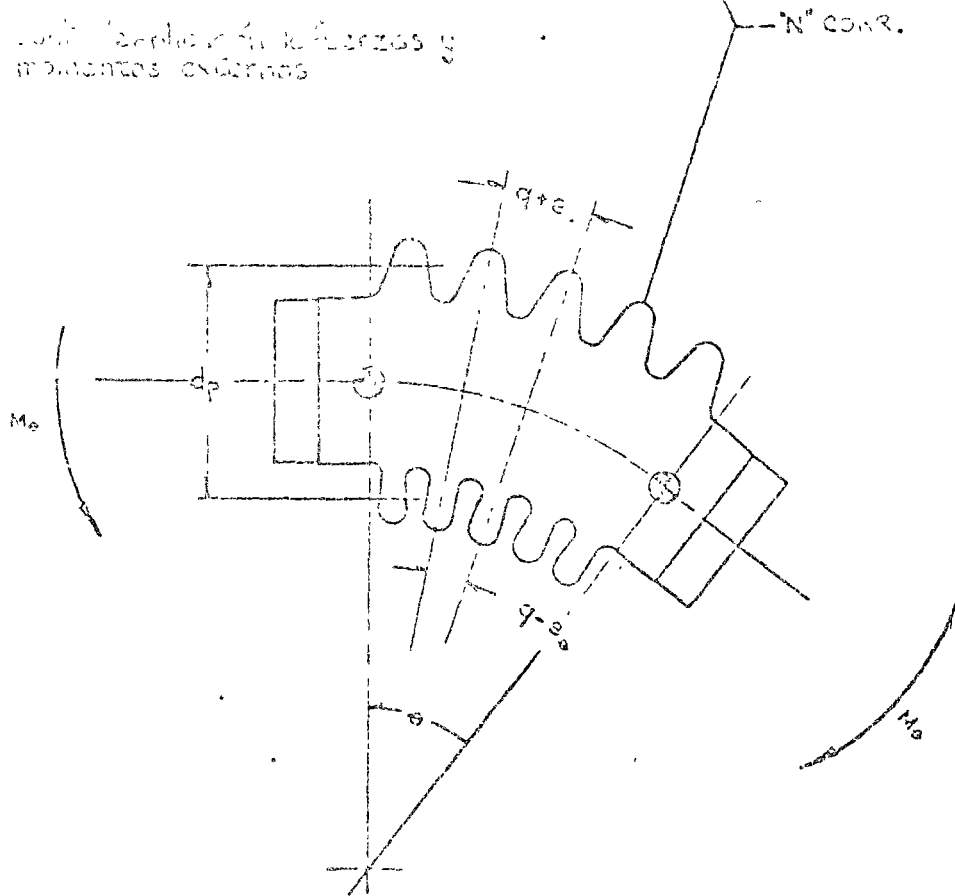
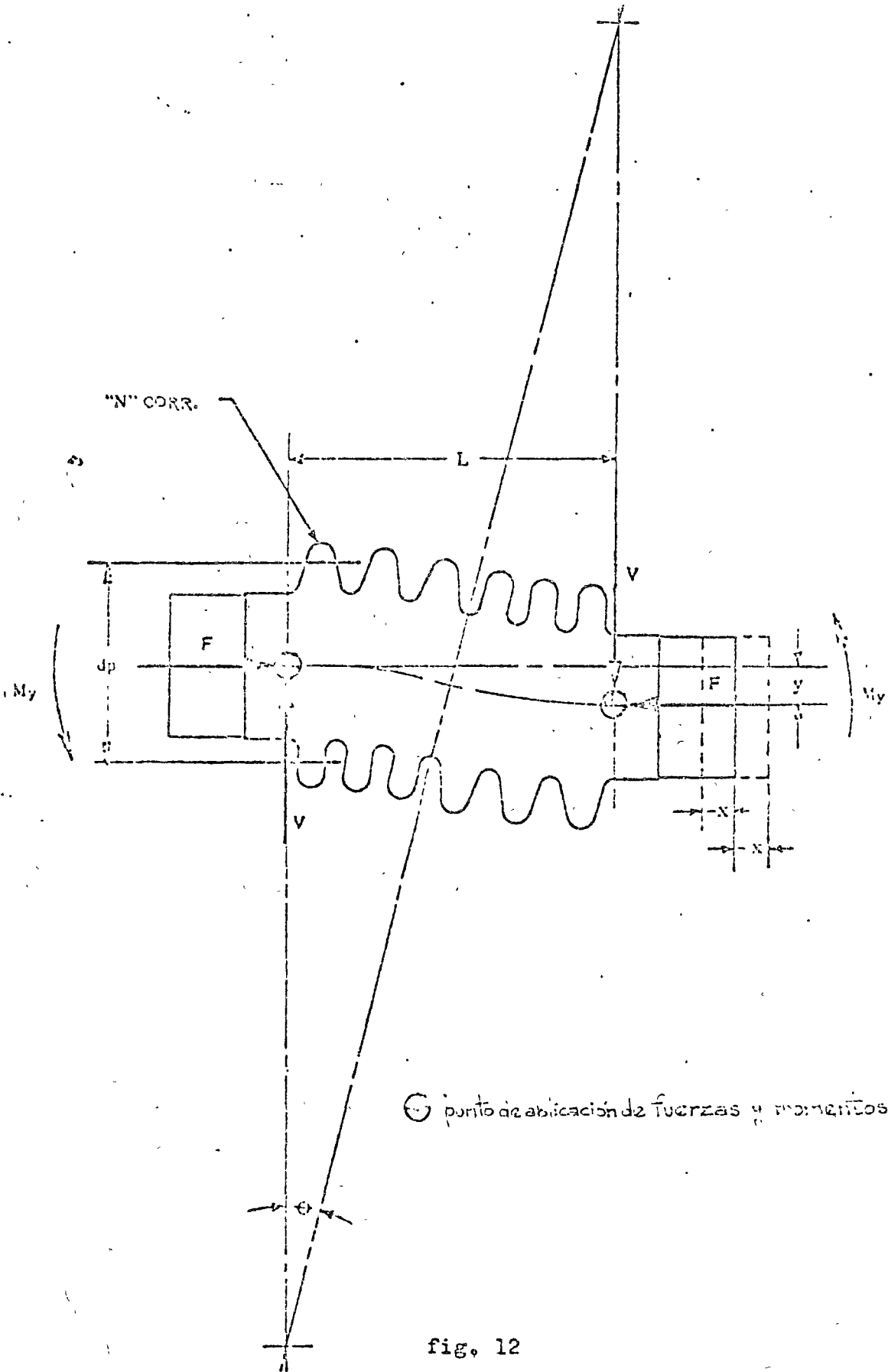


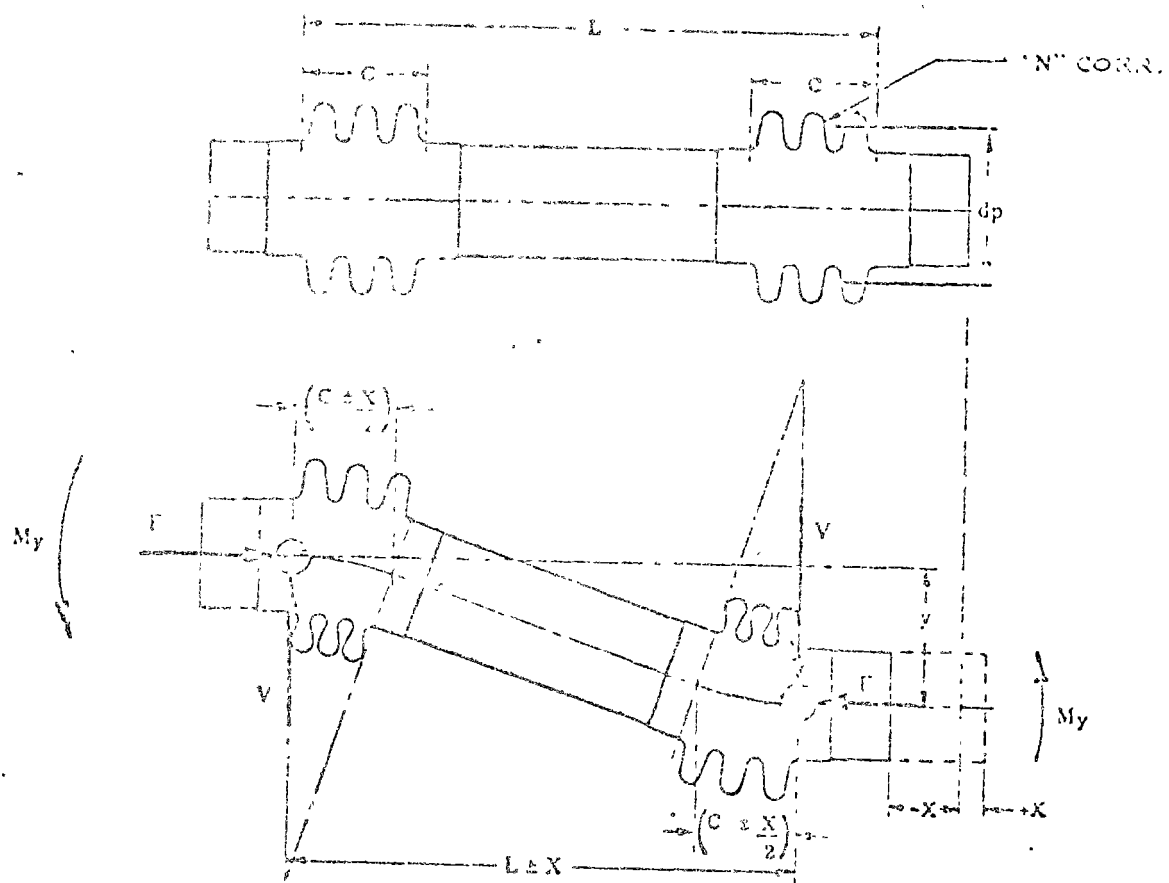
fig. 11



⊙ punto de aplicación de fuerzas y momentos externos.

fig. 12





① punto de aplicación de fuerzas y momentos e tierras

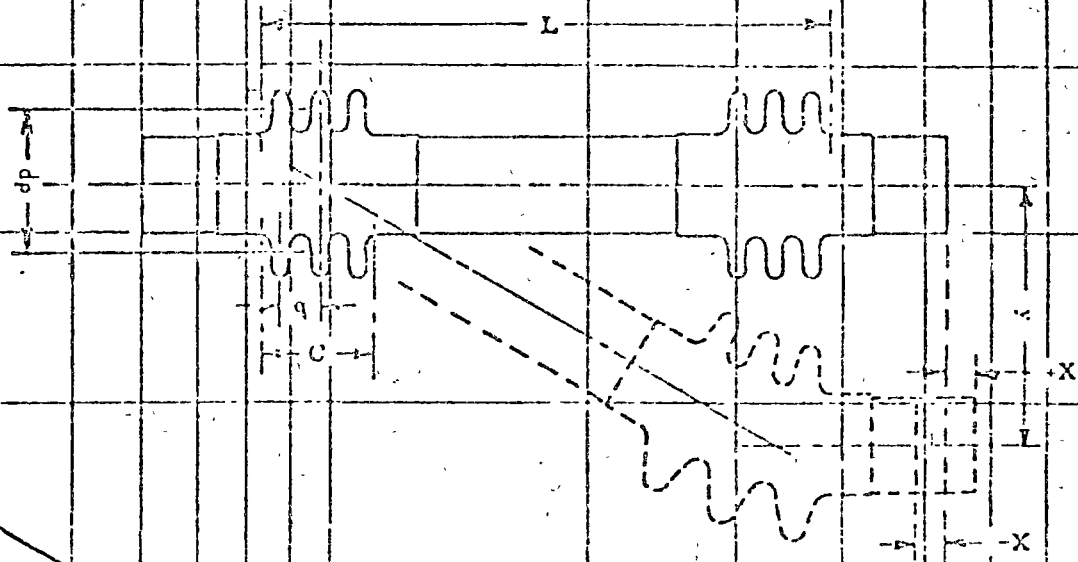
fig. 13

L/2C

1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 20 30 40 50 100

RELACIONES GEOMETRICAS PARA JUNTAS DE EXPANSION  
VALORES DE "K" PARA USO EN LA ECUACION

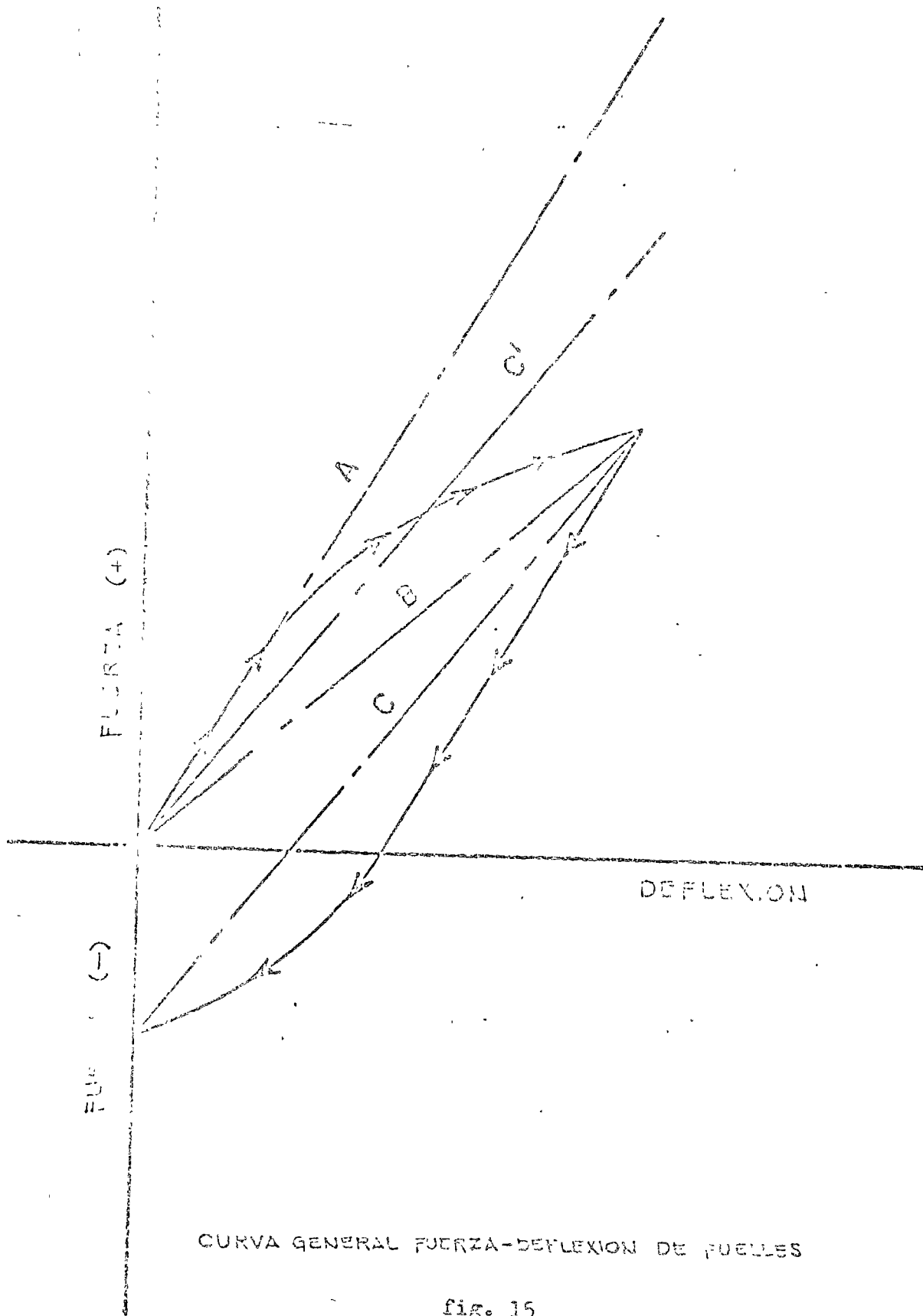
$$e_y = \frac{K \cdot d_p \cdot y}{2N (L-C \pm x/2)}$$



VALORES DE "K"

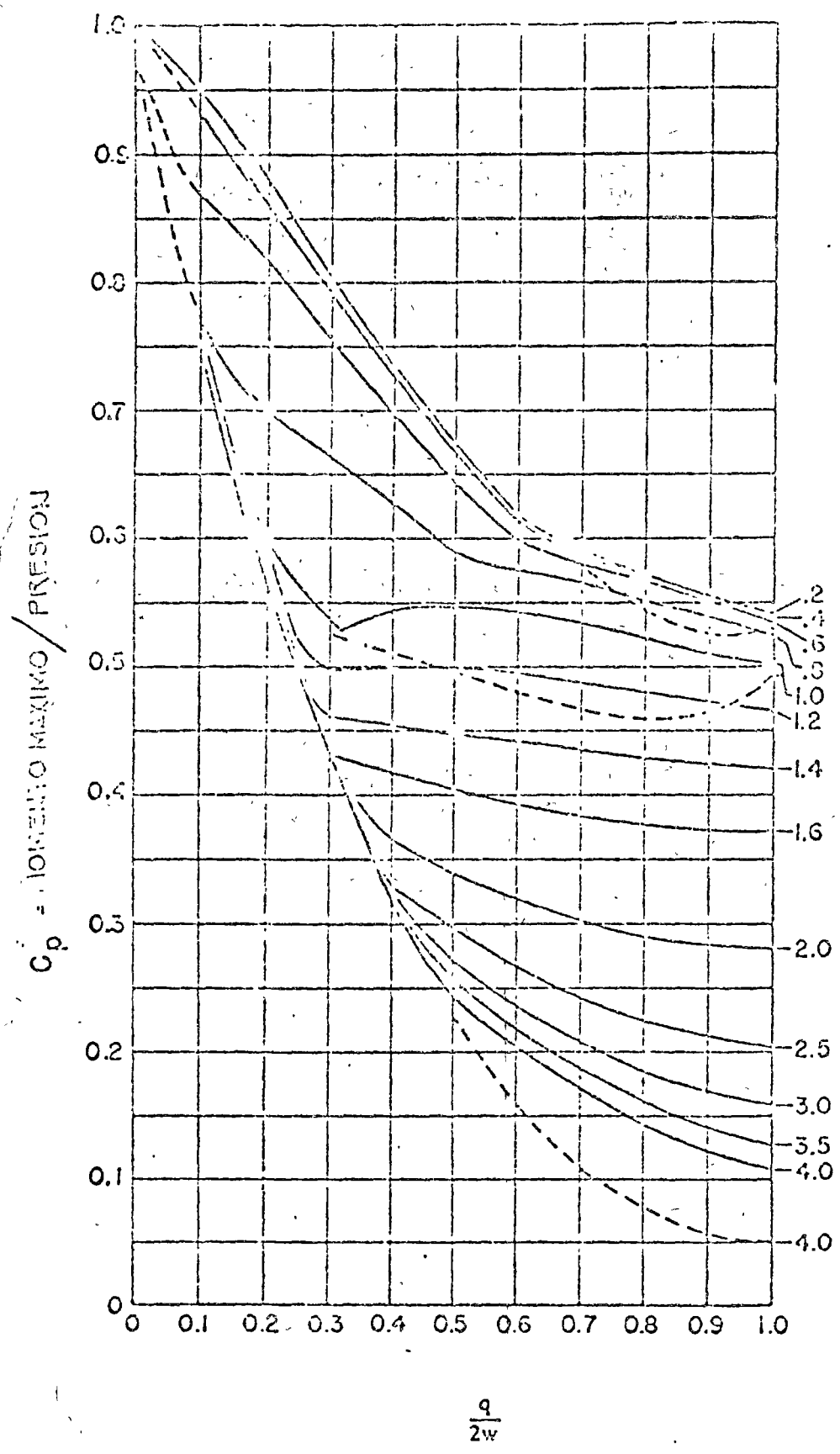
1.5  
1.4  
1.3  
1.2  
1.1  
1.0

$$K = \frac{3L^2 - 3CL}{3L^2 - 6CL + 4C^2}$$



CURVA GENERAL FUERZA-DEFLEXION DE PUELLAS

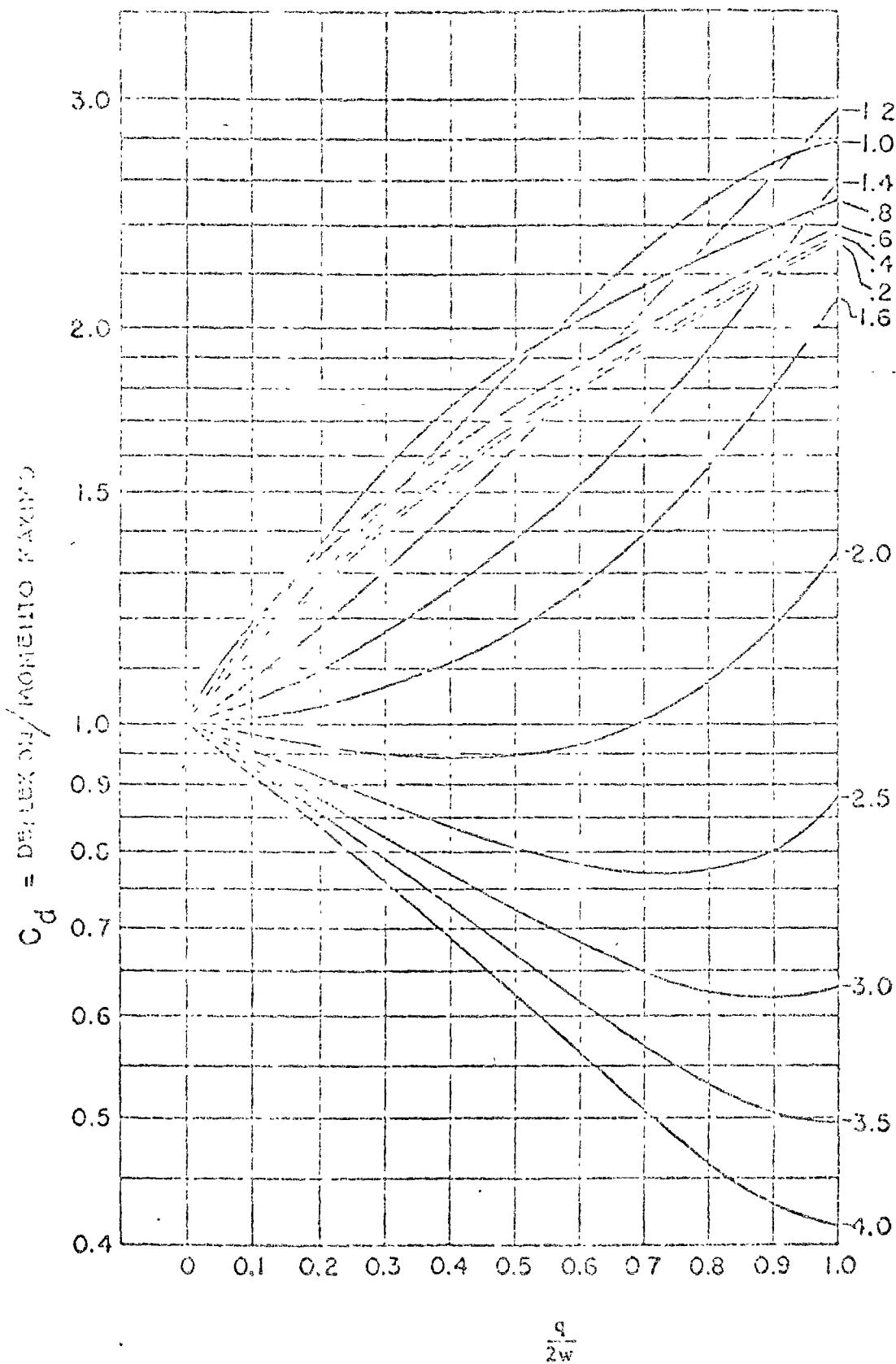
fig. 15



$$\frac{q}{2.2 \sqrt{d_p t}}$$

fig. 16

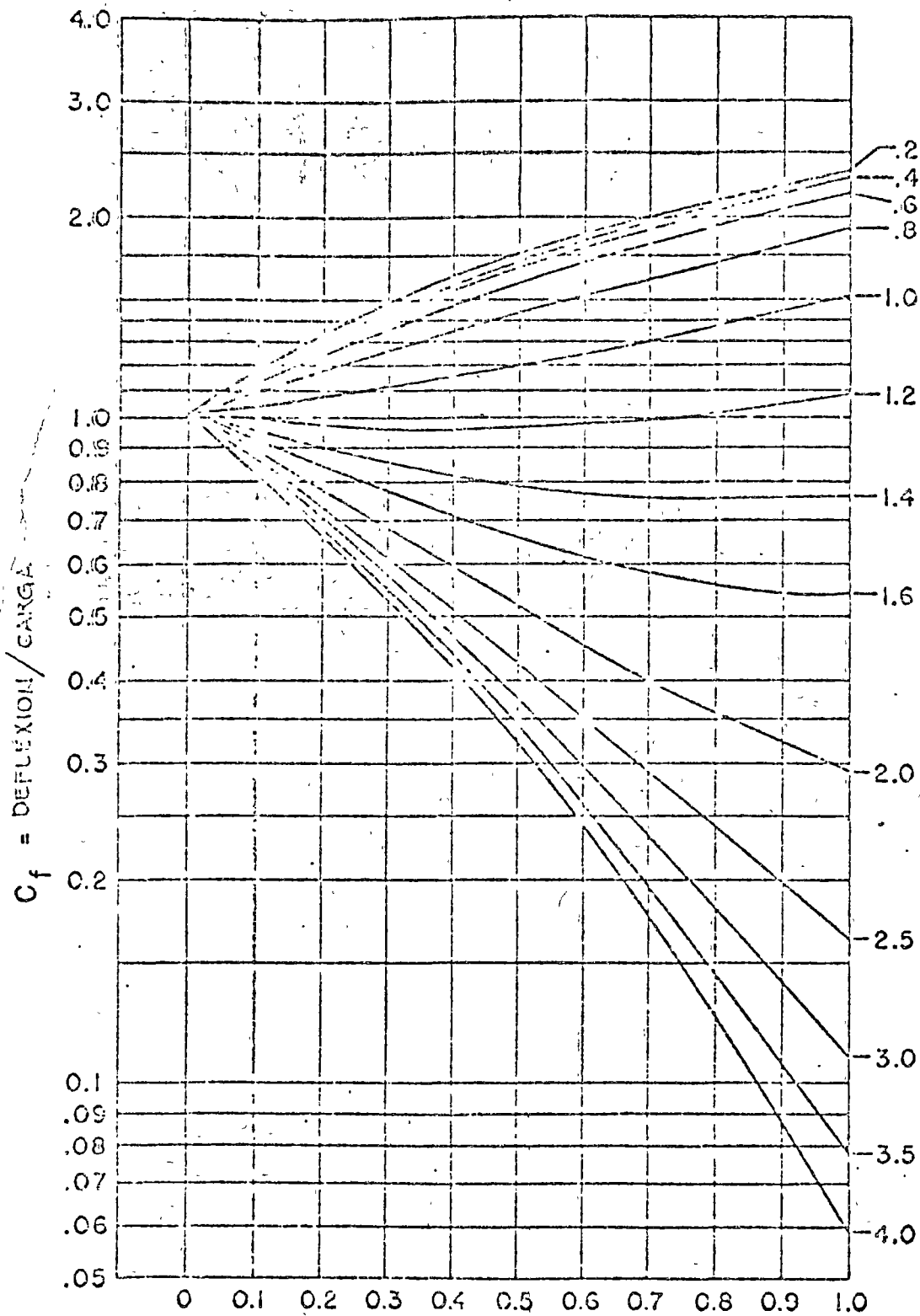
$C_p$  PARA FUELLES CORRUGADOS



$$\frac{q}{22 \sqrt{d \cdot t_p}}$$

$C_d$  PARA FUELLES CORVADOS

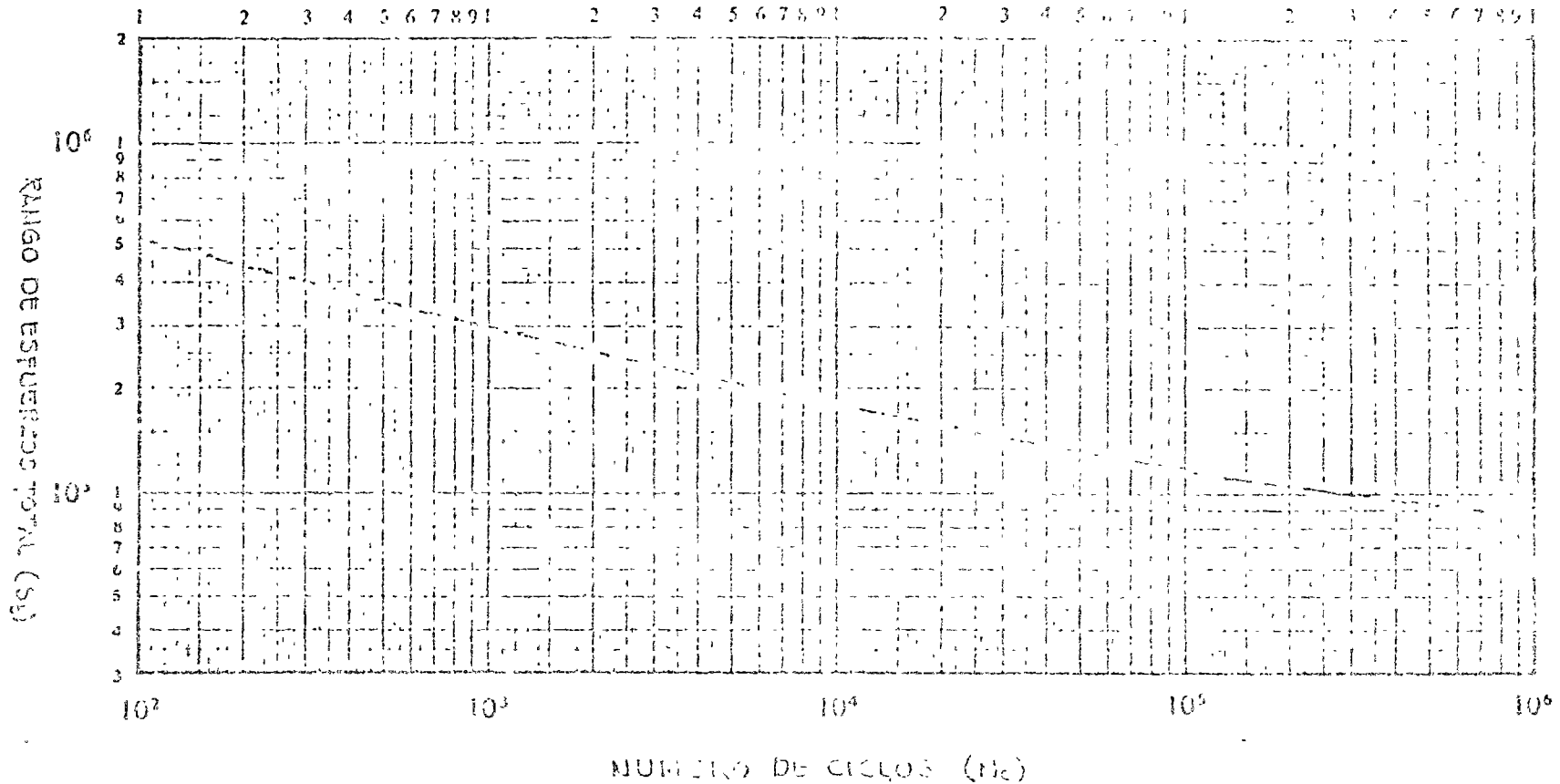
fig. 17



$$\frac{q}{2.2 \sqrt{D_1 t_p}}$$

$C_f$  PARA FUELLAS CORRUGADAS  
fig. 18

FIG. 19



$$N_c = \left( \frac{1.86 \times 10^6 T_r}{S_i - 54000} \right)^{3.4}$$

$$T_r = 1 \text{ a } 10 \text{ cm} \text{ por } \text{seg} \text{ en } \text{ambos} \text{ sentidos}$$

$$S_i = 0.7 (S_3 + S_4) + (S_5 + S_6)$$

ESTA CURVA TIENE POR OBJETO PREDECIR LA VIDA POR FATIGA PROMEDIO A TEMPERATURA AMBIENTE PARA FUENTES DE ACERO EN MODOS DE CARGA DE DOBLES SENTIDOS Y SIMULTANEAMENTE. TIENE UN VALOR DE  $N_c = 7$  PARA  $S_i = 54000$  Y  $T_r = 1$ . EL VALOR DE  $N_c$  SE REDUCE A LA MITAD PARA  $T_r = 10$ . LAS UNIDADES SON:  $S_i$  EN KG/CM<sup>2</sup> Y  $T_r$  EN CM/SEG.

# EMPIRICAL DATA ON ZALLEA EXPANSION JOINTS

The following data, based on the standard types of Zallea expansion joints shown in this catalogue, has been compiled for use with the formulas on the preceding page and for the equations discussed on page 62 through 65. By means of this information, it is possible to determine the force and mo-

ment loading upon piping, equipment, and anchors in systems containing expansion joints, and to select the proper design and number of corrugations required for a particular application. Do not apply this information where operating or design conditions exceed the limit set forth in this catalogue.

Size  (Nom)	a  Sq. In.	D  Outside Dia.  Inches	f**		Pitch		Maximum Rated Displacement (e)			
			lb./in./corrugation (data represents an average factor for the normal movement range of the expansion joint. For more exact data consult Zallea Brothers, Inc.)		Center to Center of Corrugations Inches		° Allowable for rotation plus lateral displacement only $e_x + e_y = e$ (See top of page 39)		Allowable for Axial movement plus rotation plus lateral displacement $e_x + e_y + e_z = e$ (See top of page 39)	
			Non Eq.	Self Eq.	Non Equalizing	Self Equalizing	Non Equalizing or Self Equalizing	Non Equalizing	Self Equalizing	
3"	21	6 $\frac{7}{8}$ "	1610	2150	1 $\frac{1}{16}$ "	1 $\frac{1}{16}$ "	5 $\frac{1}{16}$ "	5 $\frac{1}{16}$ "	7 $\frac{1}{16}$ "	
4"	30	7 $\frac{7}{8}$ "	1630	2175	1 $\frac{1}{16}$ "	1 $\frac{1}{16}$ "	5 $\frac{1}{16}$ "	5 $\frac{1}{16}$ "	7 $\frac{1}{16}$ "	
5"	41	8 $\frac{1}{16}$ "	1660	2210	1 $\frac{1}{16}$ "	1 $\frac{1}{16}$ "	5 $\frac{1}{16}$ "	5 $\frac{1}{16}$ "	7 $\frac{1}{16}$ "	
6"	62	11 $\frac{1}{4}$ "	1700	2400	1 $\frac{3}{4}$ "	2"	1 $\frac{1}{2}$ "	1 $\frac{1}{2}$ "	3 $\frac{1}{4}$ "	
8"	93	13 $\frac{1}{4}$ "	1810	3360	1 $\frac{3}{4}$ "	2"	1 $\frac{1}{2}$ "	1 $\frac{1}{2}$ "	3 $\frac{1}{4}$ "	
10"	133	15 $\frac{1}{4}$ "	2100	4200	1 $\frac{3}{4}$ "	2"	1 $\frac{1}{2}$ "	1 $\frac{1}{2}$ "	3 $\frac{1}{4}$ "	
12"	177	17 $\frac{3}{8}$ "	3000	6000	1 $\frac{3}{4}$ "	2"	1 $\frac{1}{2}$ "	1 $\frac{1}{2}$ "	3 $\frac{1}{4}$ "	
14"	210	18 $\frac{3}{4}$ "	3250	6300	1 $\frac{3}{4}$ "	2"	1 $\frac{1}{2}$ "	1 $\frac{1}{2}$ "	3 $\frac{1}{4}$ "	
16"	260	20 $\frac{3}{4}$ "	3660	7500	1 $\frac{3}{4}$ "	2"	1 $\frac{1}{2}$ "	1 $\frac{1}{2}$ "	3 $\frac{1}{4}$ "	
18"	320	22 $\frac{3}{4}$ "	4250	7750	1 $\frac{3}{4}$ "	2"	1 $\frac{1}{2}$ "	1 $\frac{1}{2}$ "	3 $\frac{1}{4}$ "	
20"	390	24 $\frac{3}{4}$ "	4670	8400	1 $\frac{3}{4}$ "	2"	1 $\frac{1}{2}$ "	1 $\frac{1}{2}$ "	3 $\frac{1}{4}$ "	
22"	460	26 $\frac{3}{4}$ "	5200	8700	1 $\frac{3}{4}$ "	2"	1 $\frac{1}{2}$ "	1 $\frac{1}{2}$ "	3 $\frac{1}{4}$ "	
24"	540	28 $\frac{3}{4}$ "	5570	9400	1 $\frac{3}{4}$ "	2"	1 $\frac{1}{2}$ "	1 $\frac{1}{2}$ "	3 $\frac{1}{4}$ "	
26"	630	30 $\frac{3}{4}$ "	6200	9700	1 $\frac{3}{4}$ "	2"	1 $\frac{1}{2}$ "	1 $\frac{1}{2}$ "	3 $\frac{1}{4}$ "	
28"	720	32 $\frac{3}{4}$ "	6600	10,200	2 $\frac{1}{4}$ "	2 $\frac{1}{2}$ "	1 $\frac{1}{2}$ "	1 $\frac{1}{2}$ "	3 $\frac{1}{4}$ "	
30"	820	34 $\frac{3}{8}$ "	7200	10,750	2 $\frac{1}{4}$ "	2 $\frac{1}{2}$ "	1 $\frac{1}{2}$ "	1 $\frac{1}{2}$ "	3 $\frac{1}{4}$ "	
32"	920	36 $\frac{7}{8}$ "	7600	11,200	2 $\frac{1}{4}$ "	2 $\frac{1}{2}$ "	1 $\frac{1}{2}$ "	1 $\frac{1}{2}$ "	3 $\frac{1}{4}$ "	
34"	1030	38 $\frac{7}{8}$ "	8000	11,700	2 $\frac{1}{4}$ "	2 $\frac{1}{2}$ "	1 $\frac{1}{2}$ "	1 $\frac{1}{2}$ "	3 $\frac{1}{4}$ "	
36"	1150	40 $\frac{7}{8}$ "	8500	12,100	2 $\frac{1}{4}$ "	2 $\frac{1}{2}$ "	1 $\frac{1}{2}$ "	1 $\frac{1}{2}$ "	3 $\frac{1}{4}$ "	
38"	1275	42 $\frac{7}{8}$ "	9000	12,600	2 $\frac{1}{4}$ "	2 $\frac{1}{2}$ "	1 $\frac{1}{2}$ "	1 $\frac{1}{2}$ "	3 $\frac{1}{4}$ "	
42"	1510	46 $\frac{7}{8}$ "	10,000	13,600	2 $\frac{1}{4}$ "	2 $\frac{1}{2}$ "	1 $\frac{1}{2}$ "	1 $\frac{1}{2}$ "	3 $\frac{1}{4}$ "	
48"	1900	52 $\frac{7}{8}$ "	11,500	14,800	2 $\frac{1}{4}$ "	2 $\frac{1}{2}$ "	1 $\frac{1}{2}$ "	1 $\frac{1}{2}$ "	3 $\frac{1}{4}$ "	
54"	2490	58 $\frac{7}{8}$ "	12,800	16,200	2 $\frac{1}{4}$ "	2 $\frac{1}{2}$ "	1 $\frac{1}{2}$ "	1 $\frac{1}{2}$ "	3 $\frac{1}{4}$ "	
60"	3050	64 $\frac{7}{8}$ "	14,100	17,800	2 $\frac{1}{4}$ "	2 $\frac{1}{2}$ "	1 $\frac{1}{2}$ "	1 $\frac{1}{2}$ "	3 $\frac{1}{4}$ "	
66"	3660	70 $\frac{7}{8}$ "	32,600	38,400	2 $\frac{1}{4}$ "	2 $\frac{1}{2}$ "	1 $\frac{1}{2}$ "	1 $\frac{1}{2}$ "	3 $\frac{1}{4}$ "	
72"	4330	76 $\frac{7}{8}$ "	36,400	42,000	2 $\frac{1}{4}$ "	2 $\frac{1}{2}$ "	1 $\frac{1}{2}$ "	1 $\frac{1}{2}$ "	3 $\frac{1}{4}$ "	

\*The allowable limit for displacement due to both rotation (e<sub>r</sub>) and lateral displacement (e<sub>l</sub>) is the same for both non-equalizing and self-equalizing joints; i.e. 5/16" up to 3" diameter, 1/2" for 6" diameter and larger expansion joints. However, an additional amount of displacement due to axial movement may be imposed

on self-equalizing joints, i.e. 7/16" - 5/16" = 1/8", up to 5" diameter, 3/4" - 1/2" = 1/4" for 6" diameter and larger.

\*\*NOTE: Listed values are average spring rates and are suitable for developing approximate reaction forces. For determining reaction forces for critical applications, contact Zallea Eng. Dept.



# THERMAL EXPANSION OF PIPE IN INCHES PER 100 FEET

Saturated Steam Vacuum in HG Below 212 F. Pressure in gauge above 212 F	Temper- ature Degrees Fahren- heit	Carbon and Carbon Molybde- num	4 6% Cr Alloy Steel	12% Cr Stainless Steel	18 Cr — 8 Ni Stainless Steel	Alumi- num 2 5				Temper- ature Degrees Fahren- heit	Carbon and Carbon Molybde- num	4 6% Cr Alloy Steel	12% Cr Stainless Steel	18 Cr — 8 Ni Stainless Steel	Alumi- num 2 5		
						Copp- er	Alumi- num 2 5	Alumi- num 2 5	Alumi- num 2 5						Conc- n	Alumi- num 2 5	Alumi- num 2 5
	-320	1.91	1.810	1.71	1.100	3.053	-3.200	-2.100	2.112	720	6.300	5.550	5.100	8.520	8.703	7.05	6.70
	-300	1.81	1.800	1.62	-2.934	2.870	-3.150	-2.050	2.044	740	6.100	5.350	4.900	8.750	8.933	7.79	7.40
	-280	1.71	1.800	1.53	-2.750	2.687	-3.000	-1.920	-2.004	760	5.900	5.200	4.750	8.900	9.086	8.02	7.60
	-260	1.61	1.550	1.44	-2.570	2.504	-2.850	-1.820	-1.918	780	5.700	5.050	4.600	9.050	9.239	8.27	7.80
	-240	1.50	1.470	1.35	-2.390	2.321	-2.660	-1.720	-1.825	800	5.500	4.900	4.450	9.120	9.392	8.51	8.00
	-220	1.390	1.360	1.26	-2.210	2.138	-2.470	-1.620	-1.730	820	5.300	4.750	4.300	9.190	9.545	8.75	8.20
	-200	1.282	1.250	-1.170	-2.030	1.955	-2.280	-1.520	-1.640	840	5.100	4.600	4.150	9.260	9.698	9.00	8.40
	-180	1.176	-1.150	-1.070	-1.850	1.772	-2.11	-1.420	-1.550	860	4.900	4.450	4.000	9.330	9.851	9.25	8.60
	-160	1.069	-1.070	-0.970	-1.670	1.589	-1.92	-1.320	-1.480	880	4.700	4.300	3.850	9.400	10.004	9.50	8.80
	-140	-0.973	-0.970	-0.870	-1.480	1.406	-1.73	-1.220	-1.410	900	4.500	4.150	3.700	9.470	10.157	9.75	9.00
	-120	-0.876	-0.800	-0.750	-1.300	1.223	-1.54	-1.020	-1.340	920	4.300	3.900	3.550	9.540	10.310	10.00	9.20
	-100	0.779	-0.700	-0.610	0.700	1.040	-1.35	-0.820	-1.270	940	4.100	3.750	3.400	9.610	10.463	10.25	9.40
	80	-0.581	-0.500	-0.520	0.500	0.857	-1.16	-0.620	-1.200	960	3.900	3.600	3.250	9.680	10.616	10.50	9.60
	-60	0.128	-0.133	-0.100	-0.600	0.674	-0.97	-0.420	-1.130	980	3.700	3.450	3.100	9.750	10.769	10.75	9.80
	-40	-0.278	-0.290	-0.270	0.450	0.491	-0.78	-0.220	-1.060	1000	3.500	3.300	2.950	9.820	10.922	11.00	10.00
	20	0.115	-0.115	-0.130	-0.250	0.210	-0.58	-0.020	-0.990	1020	3.300	3.150	2.800	9.890	11.075	11.25	10.20
	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1040	3.100	2.950	2.650	9.960	11.228	11.50	10.40
	20	0.118	0.110	0.110	0.223	0.238	0.32	0.2	0.170	1060	2.900	2.800	2.500	10.030	11.381	11.75	10.60
	32	0.230	0.233	0.233	0.186	0.306	0.50	0.4	0.270	1080	2.700	2.650	2.350	10.100	11.534	12.00	10.80
	40	0.350	0.250	0.250	0.416	0.451	0.63	0.37	0.312	1100	2.500	2.500	2.200	10.170	11.687	12.25	11.00
29.32	60	0.318	0.130	0.130	0.609	0.551	0.74	0.55	0.511	1120	2.300	2.45	2.05	10.240	11.840	12.50	11.20
25.89	80	0.383	0.500	0.550	0.892	0.896	1.21	0.71	0.571	1140	2.100	2.35	1.95	10.310	11.993	12.75	11.40
22.46	100	0.731	0.600	0.600	1.115	1.111	1.71	0.92	0.631	1160	1.900	2.15	1.85	10.380	12.146	13.00	11.60
26.48	120	0.900	0.700	0.800	1.338	1.306	2.21	1.11	0.691	1180	1.700	1.95	1.75	10.450	12.299	13.25	11.80
21.01	140	1.064	0.800	0.900	1.561	1.59	2.71	1.30	0.751	1200	1.500	1.75	1.65	10.520	12.452	13.50	12.00
20.27	160	1.206	1.100	1.090	1.784	1.801	3.21	1.49	0.811	1220	1.300	1.55	1.55	10.590	12.605	13.75	12.20
14.63	180	1.363	1.250	1.240	2.007	2.011	3.71	1.68	0.871	1240	1.100	1.35	1.45	10.660	12.758	14.00	12.40
6.15	200	1.520	1.400	1.380	2.230	2.296	4.21	1.88	0.931	1260	0.900	1.15	1.35	10.730	12.911	14.25	12.60
0	220	1.670	1.500	1.460	2.453	2.428	4.71	2.09	0.991	1280	0.700	0.95	1.25	10.800	13.064	14.50	12.80
2.5	240	1.826	1.550	1.510	2.676	2.616	5.21	2.29	1.051	1300	0.500	0.75	1.15	10.870	13.217	14.75	13.00
10.5	260	1.983	1.700	1.650	2.899	2.756	5.71	2.49	1.111	1320	0.300	0.55	1.05	10.940	13.370	15.00	13.20
20.7	280	2.140	1.850	1.790	3.122	2.985	6.21	2.69	1.171	1340	0.100	0.35	0.95	11.010	13.523	15.25	13.40
31.5	300	2.296	2.000	1.930	3.345	3.214	6.71	2.89	1.231	1360	0.000	0.15	0.85	11.080	13.676	15.50	13.60
52.3	320	2.453	2.150	2.070	3.568	3.443	7.21	3.09	1.291	1380		0.000	0.75	11.150	13.829	15.75	13.80
74.9	340	2.610	2.300	2.220	3.791	3.672	7.71	3.29	1.351	1400			0.65	11.220	13.982	16.00	14.00
103.1	360	2.767	2.450	2.360	4.014	3.901	8.21	3.49	1.411	1420			0.55	11.290	14.135	16.25	14.20
128.3	380	2.924	2.600	2.500	4.237	4.130	8.71	3.69	1.471	1440			0.45	11.360	14.288	16.50	14.40
180.9	400	3.081	2.750	2.640	4.460	4.359	9.21	3.89	1.531	1460			0.35	11.430	14.441	16.75	14.60
232.4	420	3.238	2.900	2.780	4.683	4.588	9.71	4.09	1.591	1480			0.25	11.500	14.594	17.00	14.80
293.7	440	3.395	3.050	2.920	4.906	4.817	10.21	4.29	1.651	1500			0.15	11.570	14.747	17.25	15.00
360.1	460	3.552	3.200	3.060	5.129	5.046	10.71	4.49	1.711	1520			0.05	11.640	14.900	17.50	15.20
451.1	480	3.709	3.350	3.200	5.352	5.275	11.21	4.69	1.771	1540			0.000	11.710	15.053	17.75	15.40
550.3	500	3.866	3.500	3.340	5.575	5.504	11.71	4.89	1.831	1560			0.000	11.780	15.206	18.00	15.60
661.3	520	4.023	3.650	3.480	5.798	5.733	12.21	5.09	1.891	1580			0.000	11.850	15.359	18.25	15.80
795.3	540	4.180	3.800	3.620	6.021	6.000	12.71	5.29	1.951	1600			0.000	11.920	15.512	18.50	16.00
915.3	560	4.337	3.950	3.760	6.244	6.229	13.21	5.49	2.011				0.000	11.990	15.665	18.75	16.20
1115	580	4.494	4.100	3.900	6.467	6.452	13.71	5.69	2.071				0.000	12.060	15.818	19.00	16.40
1308	600	4.651	4.250	4.040	6.690	6.675	14.21	5.89	2.131				0.000	12.130	15.971	19.25	16.60
1525	620	4.808	4.400	4.180	6.913	6.900	14.71	6.09	2.191				0.000	12.200	16.124	19.50	16.80
1768	640	4.965	4.550	4.320	7.136	7.121	15.21	6.29	2.251				0.000	12.270	16.277	19.75	17.00
2011	660	5.122	4.700	4.460	7.359	7.344	15.71	6.49	2.311				0.000	12.340	16.430	20.00	17.20
2216	680	5.279	4.850	4.600	7.582	7.567	16.21	6.69	2.371				0.000	12.410	16.583	20.25	17.40
2416	700	5.436	5.000	4.740	7.805	7.790	16.71	6.89	2.431				0.000	12.480	16.736	20.50	17.60
2700																	
3030																	

From the Piping Handbook by Saml Crocker, McGraw-Hill Publishing Co  
& Asme Paper #53-A-52, 1951.  
Data on Monel and Inconel from International Nickel Company

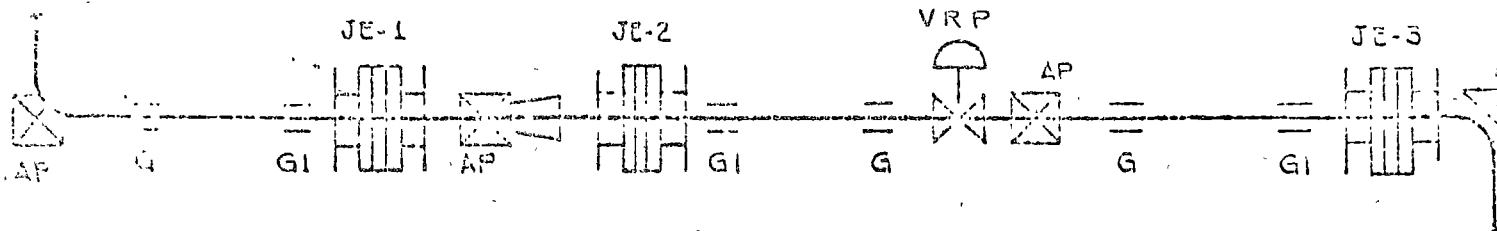


Fig. 22

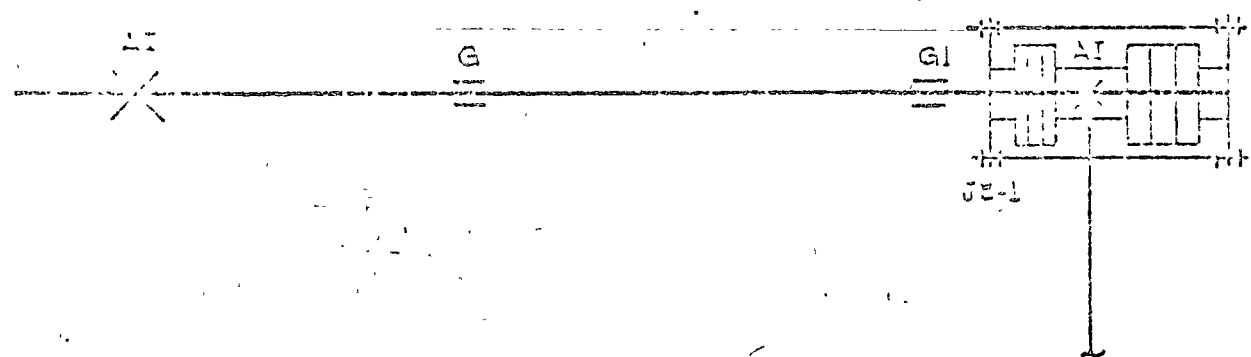


Fig. 23

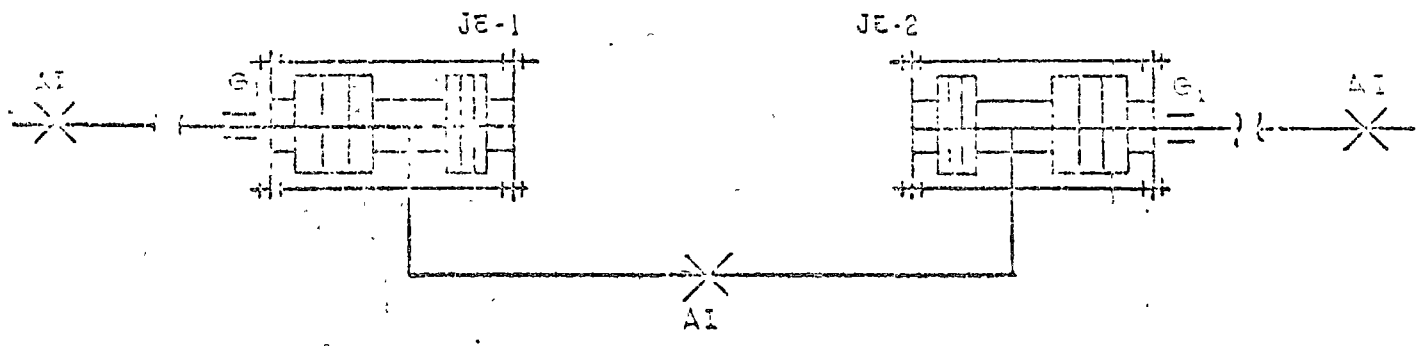


Fig. 24

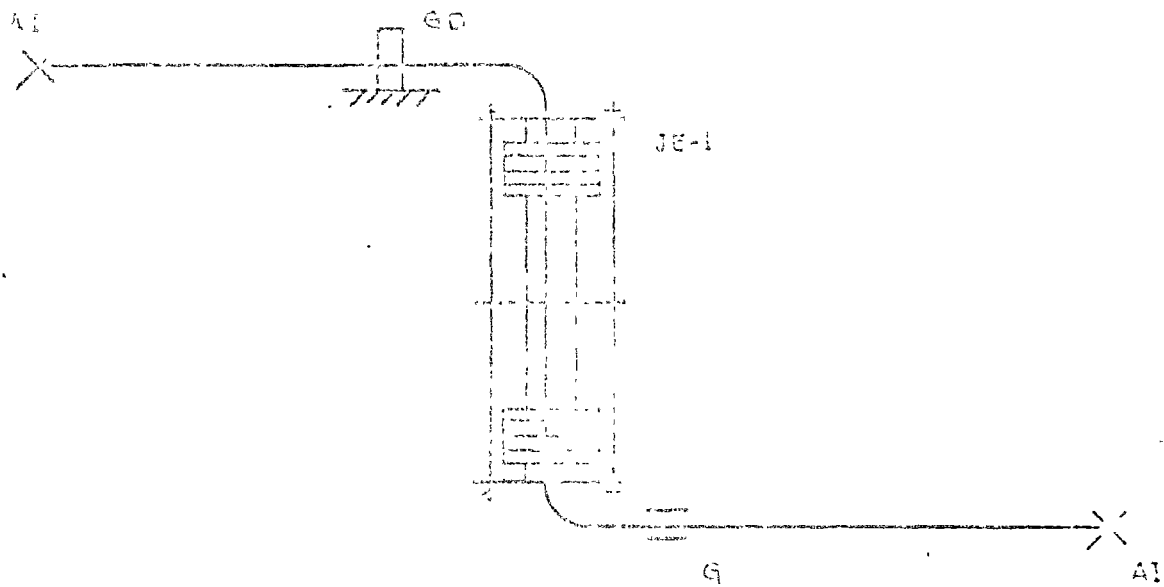


Fig. 25

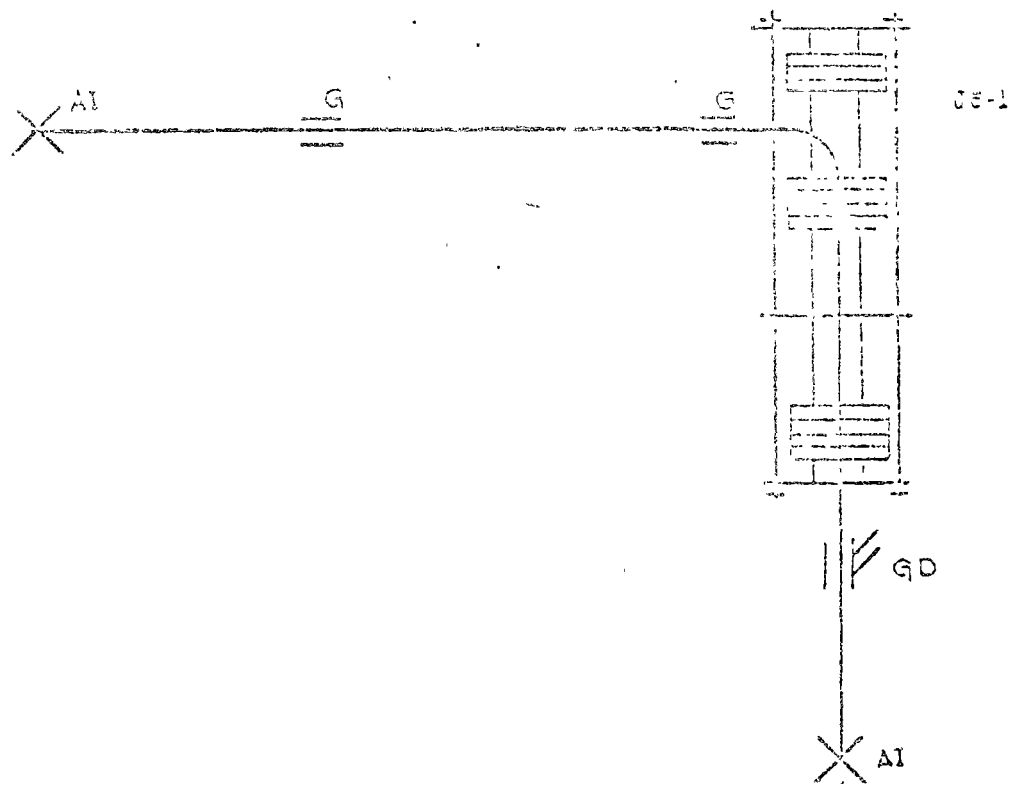


Fig. 26

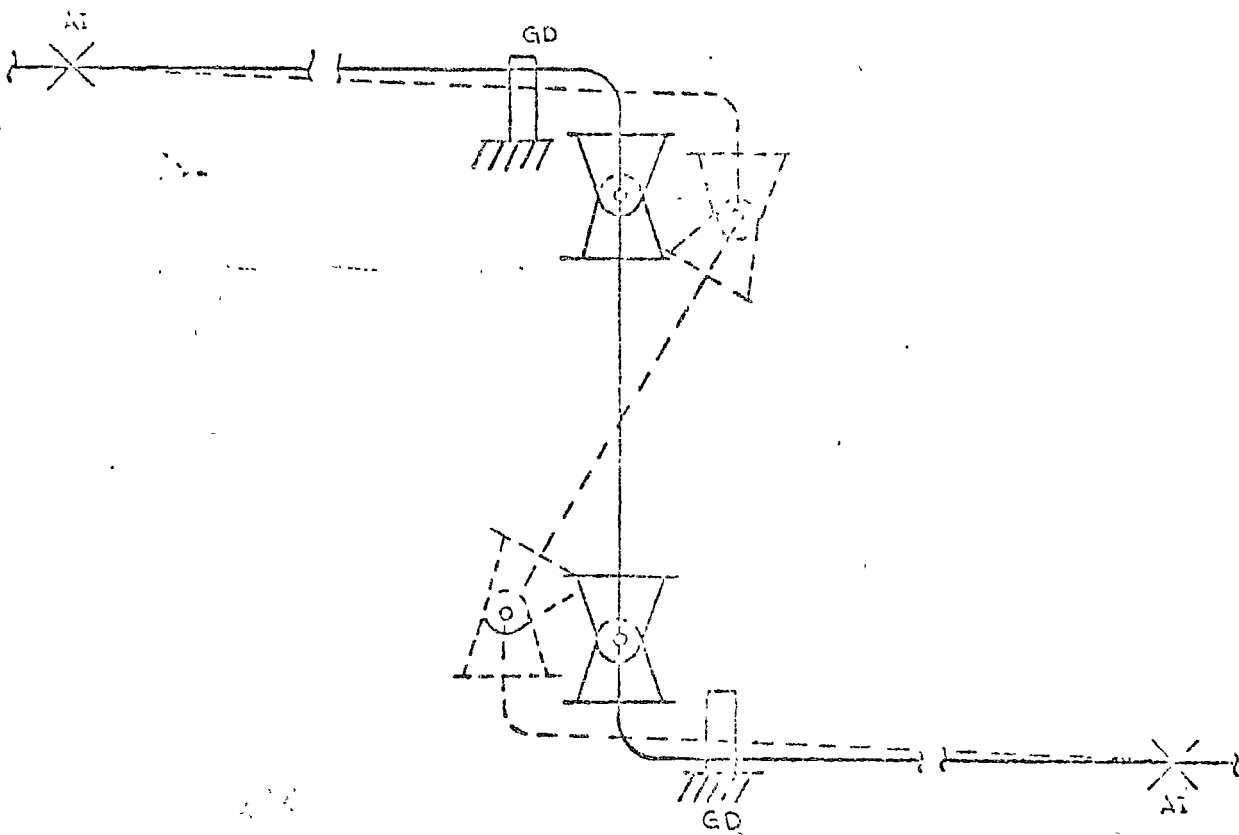


Fig. 27

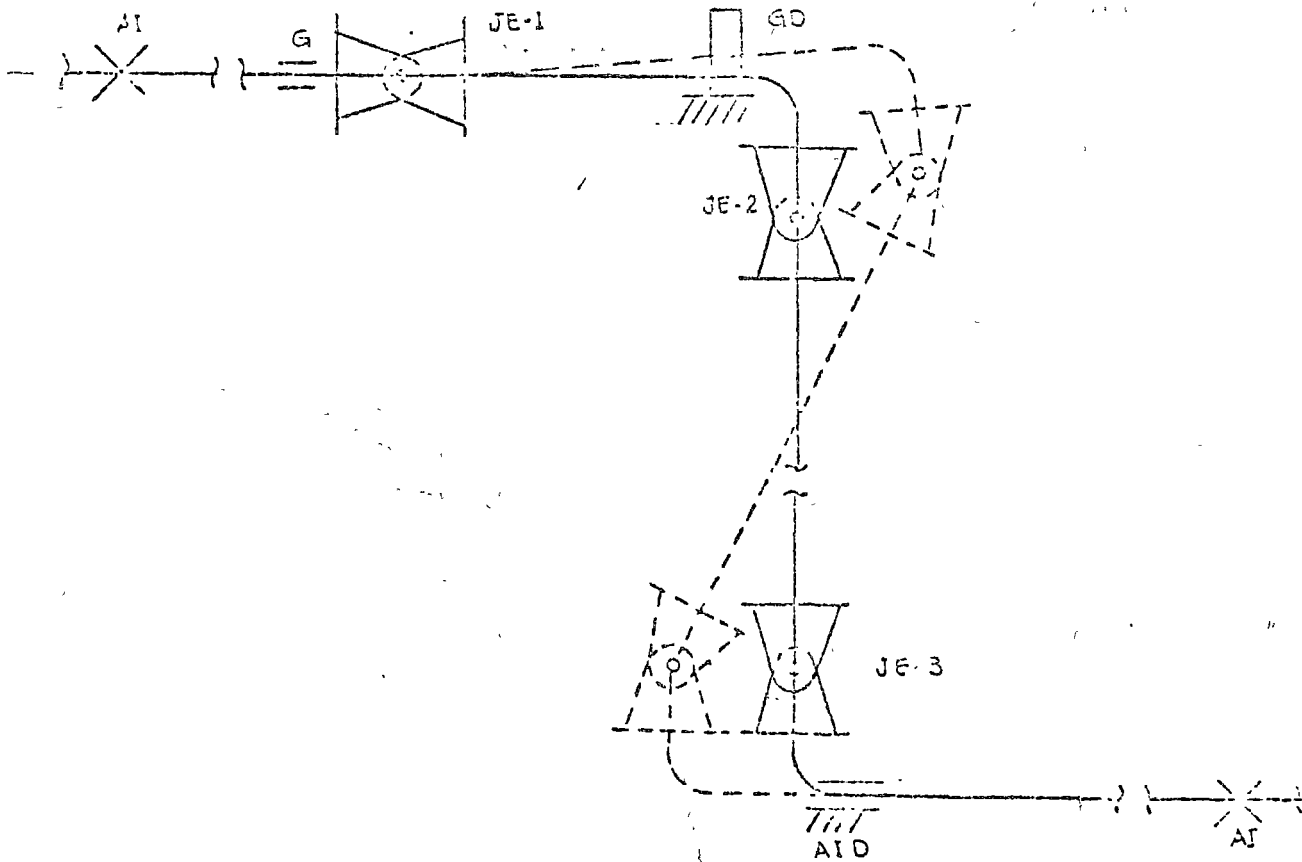


Fig. 28

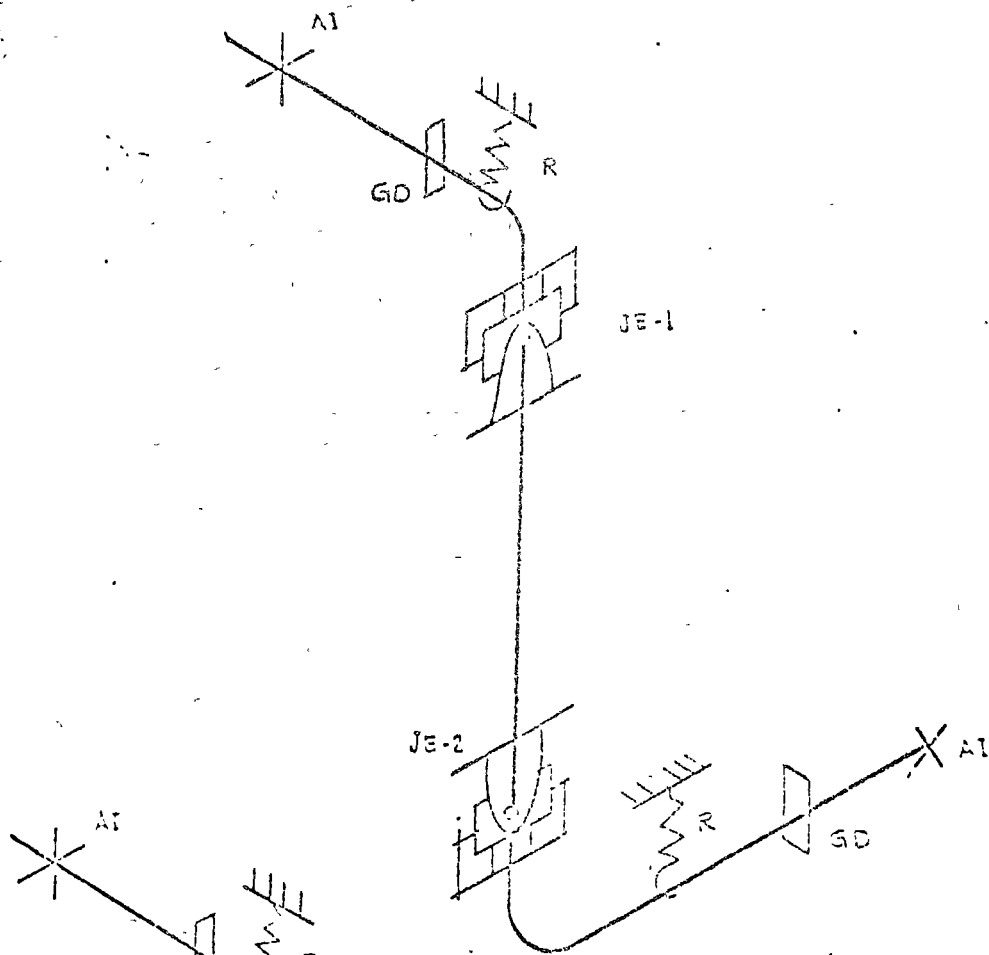


Fig. 29

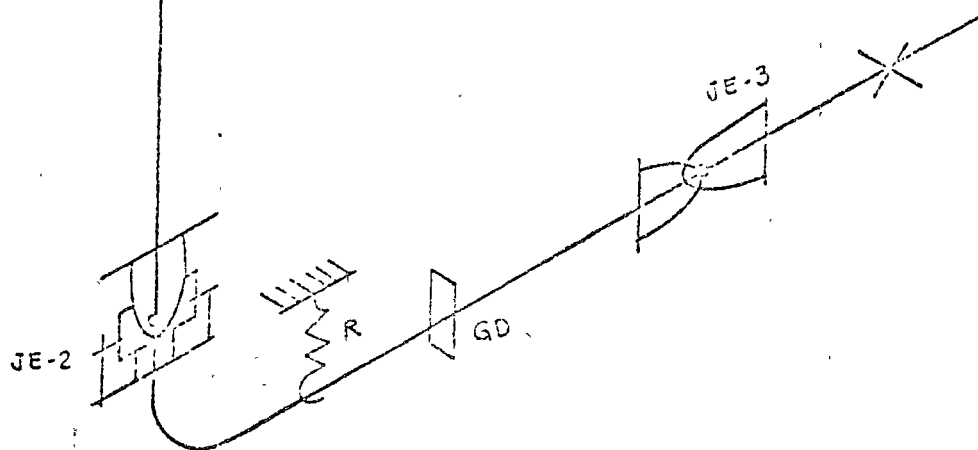
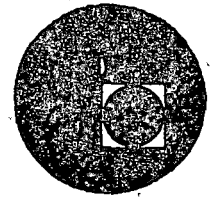


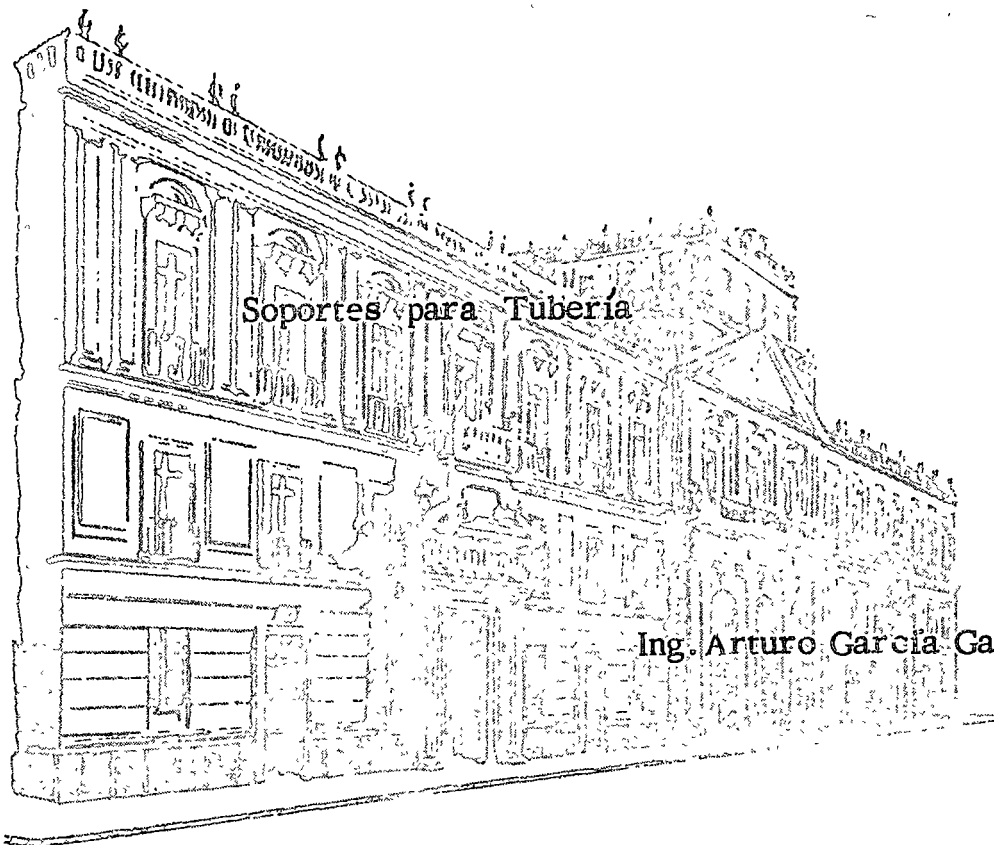
Fig. 30



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



## ANÁLISIS Y DISEÑO DE TUBERIAS PARA PLANTAS INDUSTRIALES



Marzo 1977

1911-12-15  
1911-12-15  
1911-12-15



## SOPORTES PARA TUBERIA

### T E M A R I C

1. INTRODUCCION.
2. DESCRIPCION Y FUNCIONES DE LOS DIVERSOS TIPOS DE APOYO.
  - 2.1 Ancla
  - 2.2 Apoyo Direccional
  - 2.3 Apoyo Direccional Parcial
  - 2.4 Guía
  - 2.5 Soporte Colgante
  - 2.6 Apoyo Libre
  - 2.7 Resorte
  - 2.8 Dispositivo Amortiguador
3. LOCALIZACION Y SELECCION DE APOYOS MAS CONVENIENTES PARA UN SISTEMA DE TUBERIAS.
  - 3.1 Generalidades
  - 3.2 Selección de Apoyos Libres, Soportes Colgantes y Resortes
  - 3.3 Selección de Anclas, Guías y Apoyos Direccionales
  - 3.4 Selección de Dispositivos Amortiguadores
4. ELEMENTOS MECANICOS SOBRE LOS SOPORTES.
  - 4.1 Tipos de Cargas
  - 4.2 Métodos de Análisis para obtener reacciones sobre los apoyos (Descripción)
  - 4.3 Ejemplo de un Método Aproximado para obtener reacciones en los apoyos
5. ALGUNOS CRITERIOS PARA DISEÑO DE APOYOS
  - 5.1 Materiales
  - 5.2 Esfuerzos Permisibles
  - 5.3 Detalle de Soportería: Apoyos Libres, Soportes Colgantes, - Guías, Anclas, Apoyos Direccionales
  - 5.4 Diseño de Resortes de Carga Variable y Soportes de Carga -- Constante.



## II.- SOPORTES PARA TUBERIA

Ing. Raúl Mendoza Mata  
Ingeniero Principal de Análisis de Esfuerzos en Tubería

Ing. Arturo García García  
Ingeniero Principal en Soportes de Tubería

### I.- INTRODUCCION

El estudio de un sistema de tuberías en plantas industriales, no termina cuando se ha realizado su análisis por efectos térmicos, sino que aún queda por resolver un problema: cómo apoyar convenientemente tales sistemas de tubería. En este campo, ASA específicamente establece: "Los sistemas de apoyo deberán ser tales que prevengan durante la operación, esfuerzos excesivos en la tubería, así como posible resonancia por efecto de vibraciones impuestas a la tubería". Se puede decir además que, un buen sistema de apoyo ayudará a disminuir las fuerzas que actúan sobre el equipo interconectado.

Por tal motivo, la localización y selección del apoyo más conveniente, la estimación de fuerzas sobre él impuestas y su diseño, constituyen el problema a resolver, motivo de esta ponencia.

## 2.- DESCRIPCIÓN Y FUNCIONES DE LOS SISTEMAS DE APOYO

En la actualidad se ha generalizado el uso de la terminología que a continuación se presenta. Obsérvese que se ha procurado asociar a los soportes para tubería, características descriptivas y funciones, similares a las tradicionalmente empleadas en sistemas estructurales. Así entonces, se hablará de "fuerzas generalizadas", como el vector de tres momentos y tres fuerzas, asociadas a un sistema de referencia en el espacio de tres dimensiones; "desplazamientos generalizados", como el vector de tres giros y tres desplazamientos lineales, referidos al mismo sistema anterior; y "restricción", como su significado indica, se refiere a la limitación que se impone a un apoyo para desplazarse, y siempre se asociará al sistema ya mencionado.

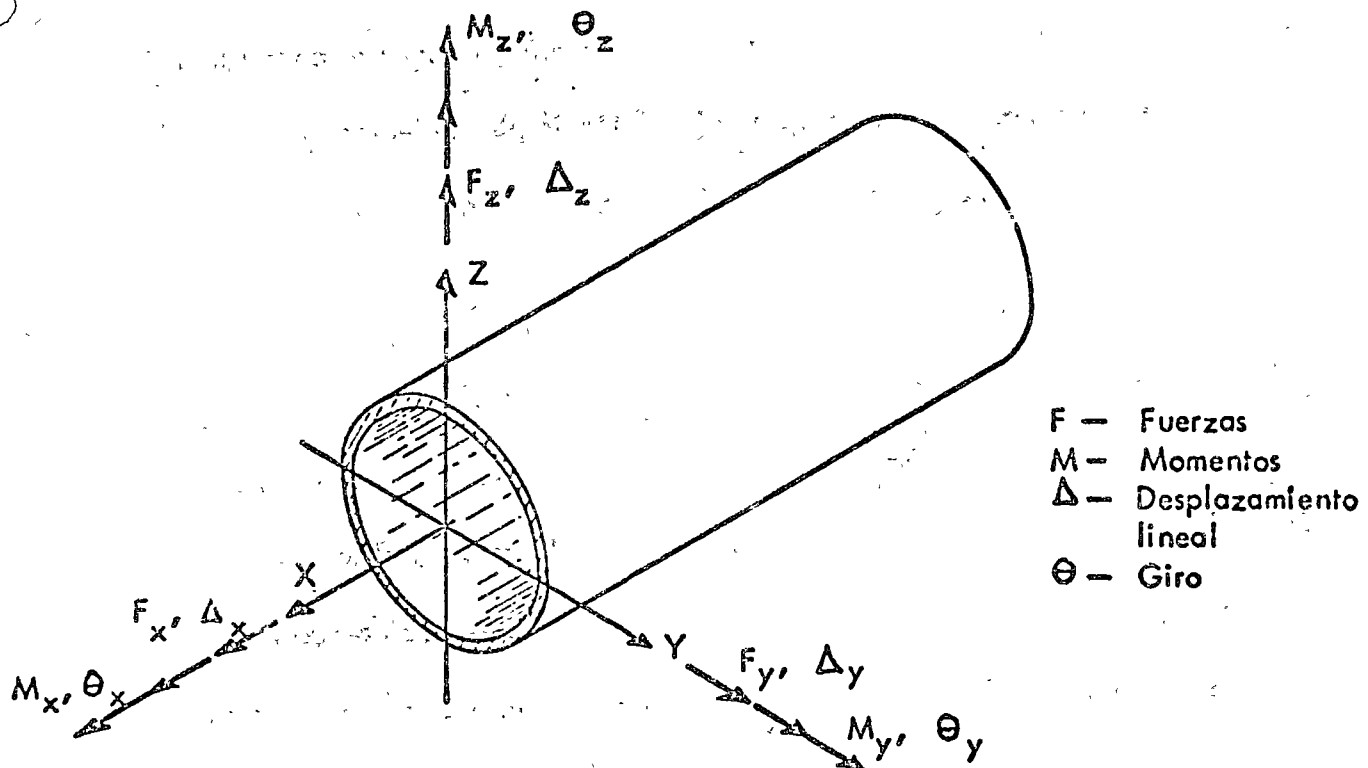


Fig. 1 Fuerzas y Desplazamientos Generalizados

De acuerdo a los conceptos anteriores, se presentan a continuación los diversos tipos de apoyos que con mayor frecuencia se utilizan, mencionando tanto terminología adoptada como funciones de cada uno de ellos:

### 2.1 Ancla

Aditamento que proporciona fijación total, es decir no permite ni giros ni desplazamientos, por ende aparecerán en ella tres momentos y tres fuerzas.

### 2.2 Apoyo Direccional

En general se entiende como tal, un dispositivo que permite giros, pero evita desplazamientos lineales por lo menos en un sentido a lo largo de un eje. Si el desplazamiento se evita a lo largo del mismo eje pero en las dos direcciones, nos estaremos refiriendo entonces a un Apoyo Direccional Doble. Se podría hablar también, aunque es poco usual, de un Apoyo Direccional en dos Direcciones, el cual evita desplazamientos a lo largo de cada uno de los ejes, permitiéndolo en la dirección normal al plano formado por aquellos.

### 2.3 Apoyo Direccional Parcial

Este dispositivo, similar al anterior, limitará los desplazamientos a una cierta cantidad deseada, que fijará el ingeniero analista de acuerdo a su criterio y experiencia, y dependiendo las condiciones finales de apoyo que quiera lograr. También existen, aunque de uso muy esporádico: Apoyo Direccional Parcial Doble (restricción parcial en ambos sentidos de una misma dirección) y Apoyo Direccional Parcial en dos ejes (restricción parcial en dos direcciones).

### 2.4 Guía

Cuando se hable de una guía, en general se piensa en un dispositivo tal que evita giros

alrededor de uno o más ejes. Particularmente se ha hecho costumbre considerar la guía como un aditamento que permite desplazamientos a lo largo del eje longitudinal del tubo, restringiéndolos en las dos direcciones restantes. La restricción de giros dependerá de la dimensión de la guía a lo largo del eje longitudinal del tubo, ya que podrá o no formarse un par que resistente a momento. En la práctica casi siempre se considera nula la restricción a giros en guías.

### 2.5 Soporte Colgante

Se entiende que la tubería queda suspendida por medio de este soporte, entonces, pensando en que una barra en general toma solamente tensión, la restricción será sólo en el sentido hacia abajo, asociado a la dirección vertical.

### 2.6 Apoyo Libre

Las características de este soporte están implícitas en su nombre, es decir, es un aditamento que provee reacción vertical, sin ofrecer otra resistencia horizontal más, que la fricción entre los elementos en contacto.

### 2.7 Resorte

Uno de los dispositivos de uso más común en plantas industriales es el resorte, el cual además de soportar cargas verticales, permite la deformación que por efectos térmicos experimenta el sistema de tubería. Se entiende entonces que la capacidad para tomar carga aceptando deformaciones, anula la posibilidad de imponer cualquier restricción a la tubería, que modifique su flexibilidad, y por consiguiente altere tanto los esfuerzos en ella misma, como los efectos impuestos sobre el equipo interconectado.

### 2.8 Dispositivo Amortiguador

Usado en general para reducir excesivas vibraciones así como la posibilidad de resonancia. Es un dispositivo que ofrece alta resistencia contra el desplazamiento rápido, cau

sado por cargas dinámicas (viento, sismo, vibración de equipo, flujo pulsante, etc.), mientras que esencialmente permite el libre movimiento bajo desplazamientos aplicados gradualmente.

### 3.- LOCALIZACION Y SELECCION DE APOYOS MAS CONVENIENTES PARA UN SISTEMA DE TUBERIAS

#### 3.1 Generalidades

En la selección de soportes para tubería deberán tomarse en consideración la totalidad de los conceptos de diseño de sistemas de tubería, así como las consideraciones especiales que se establezcan en las Especificaciones. El sistema de soportes deberá permitir libre movimiento de la tubería, tomando en cuenta también los movimientos de equipo interconectado.

Deberá hacerse un estudio detallado del trazo de la tubería, en relación con la estructura de apoyo, así como de las tuberías y equipos adyacentes, antes de seleccionar el dispositivo que se usará en cada punto de apoyo.

La selección de soportes se hará tomando en cuenta también, el mantenimiento periódico de la planta, ya que conviene que en caso de que se tengan que desmontar tuberías y equipos, los soportes no sean un obstáculo.

#### 3.2 Selección de Apoyos Libres, Soportes Colgantes y Resortes

En soportes colgantes donde se presenten movimientos que sean insignificantes, se usará una barra simple.

Donde se tenga un movimiento horizontal considerable en un soporte colgante, se procu

rá que la barra de apoyo lo permita. Para apoyos libres deberán proporcionarse superficies de fácil deslizamiento.

Cuando el movimiento vertical sea considerable el soporte colgante será sustituido por un resorte, el cual, como en el caso de soporte colgante, deberá escogerse de tal forma que permita desplazamiento horizontal, en caso de que éste ocurra.

Se deberán usar Resortes de Carga Constante en sistemas de tubería donde la variación de la carga de soporte se limita a 6% de la carga especificada, o en su defecto, el porcentaje especificado por el analista de esfuerzos. En el resto de casos, se usarán resortes de carga variable.

El máximo espaciamiento de soportes colgantes y apoyos libres estará en función del diámetro de la tubería y de los esfuerzos permisibles. Se recomienda una separación máxima en metros igual al diámetro nominal de la tubería, para tuberías hasta 10 o 12 pulgadas.

### 3.3 Selección de Anclas, Guías y Apoyos Direccionales

La selección de Anclas, Guías y Apoyos Direccionales, deberá hacerse en combinación con el Ingeniero Analista de Esfuerzos, con objeto de que éste las tome en consideración en su diseño.

Estos aditamentos como ya se había dicho con anterioridad, modifican substancialmente el comportamiento de la tubería, ya que imponen restricciones totales o parciales a la tendencia a deformarse por efectos térmicos. Su selección será hecha entonces, por una persona con conocimientos de estructuras, amplio criterio y buen juicio, sabiendo de antemano, cuando menos cualitativamente, los resultados a los que quiere llegar.

### 3.4 Selección <sup>de</sup> Dispositivos Amortiguadores

Como en el caso anterior, la localización y selección del tipo de amortiguador, estará a cargo del Ingeniero Analista de Esfuerzos, quien de acuerdo a su criterio o resultados de análisis hechos, determinará si son necesarios.

#### 3.4.1 ELEMENTOS MECANICOS SOBRE SOPORTES

Las fuerzas que actúan sobre los soportes son clasificadas como

- a) Estáticas
- b) Dinámicas

En la estimación de estas cargas deberán tomarse en consideración:

- a) Peso de la tubería, válvulas, bridas, aislante, fluido contenido, y accesorios en general.
- b) Peso adicional por concepto de medio de prueba
- c) Cargas que pudieran ocurrir durante montaje
- d) Efectos de temperatura, si procede
- e) Fuerzas inducidas por válvulas de relevo cuando éstas accionan
- f) Viento, nieve y sismo

En el caso de efectos por temperatura, la valuación de fuerzas sobre los soportes que imponen restricción, se incluyen ampliamente en los métodos de análisis de la ponencia "Análisis de Flexibilidad en Sistemas de Tuberías", presentada en este Seminario por los Ings. Francisco Aguilar L. de N. y Saúl De La Orta G.

En el caso de la cuantificación de fuerzas inducidas por peso propio, existe una amplia

gama de métodos de análisis, empezando desde el más elemental como es, asignar cargas por áreas tributarias, y llegando hasta los métodos matriciales de análisis de estructuras en el espacio, como son el método de las fuerzas y el método de los desplazamientos, que en la actualidad con la facilidad del empleo de computadoras electrónicas, se reduce considerablemente la labor manual. Actualmente en el I.M.P. se cuenta con el Programa SAP IV para análisis exactos.

De acuerdo a la importancia del problema y recurriendo nuevamente al criterio y buen juicio del Ingeniero Analista, se seleccionará el método de análisis más adecuado.

Ejm. Método Aproximado del Manual Bergen-Paterson.  
Ver apéndice 12

## 5.- ALGUNOS CRITERIOS PARA DISEÑO DE APOYOS

### 5.1 Materiales

La estructura de apoyo generalmente será de acero o concreto, mientras que el aditamento de soporte de la tubería propiamente dicho, será de acero, el cual deberá cumplir con las especificaciones ANSI B31.3, MSS-SP58, o en su caso con las especificaciones locales.

### 5.2 Esfuerzos Permisibles

Tabla A1 de las Especificaciones MSS-SP58 (Apéndice 3)  
Se anexa la Tabla 2 que contiene los esfuerzos permisibles de diversos tipos de material -

con diversas temperaturas.

Los materiales no podrán ser usados arriba de las temperaturas máximas indicadas para las cuales se proporciona el esfuerzo.

Los esfuerzos permisibles para materiales que no aparezcan en las Tablas 2, deberán limitarse a valores obtenidos en pruebas, afectados por un coeficiente de seguridad

Ver página 2 de las especificaciones MSS-SP58 anexas.

Las temperaturas de diseño para las partes constitutivas del soporte en contacto directo -



con la tubería, serán las correspondientes a las del fluido que maneje ésta. Las partes de soporte que no estén en contacto directo con la tubería o que estén fuera del aislante, se diseñarán con  $1/3$  de la temperatura del fluido o con la temperatura ambiente (la mayor).

Todas las soldaduras serán diseñadas y colocadas de acuerdo con las especificaciones establecidas por la American Welding Society o algunas otras reconocidas oficialmente.

Se deberá dar especial atención a los aditamentos que se suelden en recipientes ya que en algunos casos, estos últimos requerirán de relevado de esfuerzos; por tal motivo, la colocación de los aditamentos para soportes de tubería, deberá hacerse antes de efectuar tal relevado de esfuerzos.

En los casos en que se espera que en el lugar de construcción de la planta, el ambiente sea altamente corrosivo, deberá especificarse algún sistema de protección anticorrosiva.

### 5.5 Detalle de Soportería

Una vez que se han fijado los factores básicos para el diseño, como son los materiales y los esfuerzos permisibles, y conocidos los elementos mecánicos que actúan en cada apoyo se procederá al dimensionamiento de los elementos que lo forman. Puede decirse que, por lo general, un apoyo o soporte está formado por una serie de elementos a saber:

- 1.- Perfiles estructurales
- 2.- Barras
- 3.- Pernos o tornillos
- 4.- Templadores
- 5.- Resortes

- 6.- Abrazaderas
- 7.- Placas de relleno
- 8.- Muñones de tubo
- 9.- y una variación enorme de elementos maquinados, que los fabricantes han ido diseñando de acuerdo a las necesidades y experiencias obtenidas desde hace muchos años

Los efectos a los que pueden estar sometidos estos elementos son: tensión, compresión, flexión pura, torsión, o combinaciones de ellos, de acuerdo a las restricciones que imponga el tipo de apoyo utilizado. Las juntas entre los elementos que constituyen un apoyo, por lo general, serán a base de soldadura; pero también pueden ser con pernos o tornillos.

Se puede decir que los apoyos que se diseñan son casi siempre estructuras isostáticas que no presentan ninguna complicación de análisis o diseño, por lo que se requieren únicamente conocimientos básicos de estática y resistencia de materiales, así como de estructuras metálicas y concreto.

Como se dijo anteriormente cada apoyo está constituido por una serie de elementos, que forman un ensamble. Este podrá ser más o menos complicado, dependiendo de los siguientes factores:

- 1.- Diámetro de la tubería
- 2.- Clase de material de la tubería
- 3.- Temperatura de la tubería
- \*4.- Posición de la tubería respecto de la soportería principal o elemento prin-

principal de apoyo.

- 5.- Restricción que imponga a la tubería. (Tipo de apoyo)
- \*6.- Tipo y material utilizado en la soportería principal
- 7.- Trozo de la tubería por requerimientos de proceso, o por el tipo de equipo conectado.
- 8.- Experiencia y habilidad del diseñador

Se recomienda simplificar, hasta donde sea posible, el ensamble o apoyo y además estandarizarlo, para mayor facilidad de construcción en el campo; así como por economía.

Puede decirse que cada ensamble o apoyo debe cumplir con los siguientes requisitos:

- 1.- Estabilidad
- 2.- Funcionalidad
- 3.- Durabilidad
- 4.- Economía

Actualmente en nuestro Departamento de Análisis de Esfuerzos y Soportes para Tubería, se cuenta con una serie de ensambles o apoyos típicos estandarizados (ver apéndice I - anexo), que pueden adaptarse fácilmente con ligeras modificaciones. Estos "apoyos típicos" como los llamaremos en adelante se han diseñado con mucha frecuencia, por lo que se han obtenido tablas de capacidades para casi todos ellos.

---

\* Generalmente en todas las plantas industriales se diseña una soportería principal para apoyar en forma masiva todas las líneas de tubería. Esta soportería se localiza por lo general, a un lado del equipo y abarca una gran parte de la planta.

Cuando se tiene algún elemento mecánico que rebasa la capacidad del apoyo diseñado, se aumentan las escuadrías de las piezas, se revisan y/o aumentan las capacidades de las juntas o se cambia el tamaño de algún aditamento, para obtener la capacidad deseada, - respetando los factores de seguridad que imponen los códigos respectivos.

A continuación y en forma general se platicará como se diseñan los diversos tipos de apoyos o soportes, comenzando por los más simples.

#### Apoyos Libres Directos Sobre la Soportería (Hoja No. 1, Apéndice I)

Este tipo de apoyos no presenta ninguna complicación como puede observarse en la fig. El trabajo por lo general es directo a compresión. La forma No. A3.906.6 se recomienda para alturas hasta de 1.00 m o 1.20 m máximo. Cuando se requiere que sean más altos, - se procura contraventear.

#### Apoyos Libres Directos Sobre Pedestales de Concreto (Hoja No. 2, Apéndice I)

Generalmente su altura varia entre 15 y 30 cm. y algunas veces hasta 50 cm. Practica- mente la sección se propone de acuerdo al diámetro de la tubería y el armado es por es- pecificación. Cuando la carga es considerable se revisa el aplastamiento en el concreto.

#### Apoyos Libres con Muñones a Nivel de Piso (Hoja No. 3, Apéndice I)

Este tipo de apoyo es de lo más común; se utiliza principalmente en los "by passes". El trabajo también es directo a compresión, salvo en las formas A3.907.2, A3.907.4 I y II en donde hay una ligera excentricidad de la carga; aunque se procura que dicha excen- tricidad no sea muy grande. Solo se trata de librar el aislamiento de la línea, cuando lo tiene, o algún drenaje localizado cerca del codo.

Normalmente el diámetro del muñón es del orden de la mitad del de la tubería que soporta y el espesor, así como el material debe ser el mismo que el de la tubería.

Cuando la tubería tiene temperatura fría, se utilizan bloques de madera debidamente tratada para evitar transmisión de temperatura.

Este tipo de apoyos presenta ciertas dificultades para su construcción en el campo, por lo que ahora se está usando otro que tiene la ventaja de ajustar su altura.

#### Apoyos Libres con Marcos, Apoyados sobre la Soportería (Hoja No. 4, Apéndice I)

Por lo general el "marco" está formado con perfiles estructurales, los más comunes son ángulos, canales y viguetas. Este tipo de apoyo se utiliza cuando se quiere apoyar varias tuberías que estén muy próximas entre sí. Las dimensiones de los elementos verticales son hasta de 1.50 m como máximo y la del elemento horizontal no pasa de 2.00 m. Cuando se requieren dimensiones mayores, normalmente se propone una viga secundaria, sobre la soportería principal.

#### Apoyos Libres sobre Plataformas de Operación (Hoja No. 4, Apéndice I)

Cuando por ciertos trazos de las líneas, éstas pasan cerca de una plataforma de una torre y no se tiene ninguna estructura donde apoyar o colgar la tubería, se utiliza la plataforma. Generalmente esto se hace únicamente en líneas de tubería de diámetros pequeños (1½", 2", 3" y 4" como máximo)

Se puede apoyar directamente sobre la rejilla en el caso de tuberías horizontales o soldando algún perfil estructural a los elementos principales de la plataforma.

### Apoyos Libres sobre Ménsulas (Hoja No. 5, Apéndice I)

Como puede apreciarse existe una gran variedad de ménsulas, que van desde un simple elemento, soldado generalmente a una columna, hasta otros un poco más elaborados. Lo ideal, desde el punto de vista constructivo, es que la soportería principal sea metálica; porque cuando es de concreto, hay necesidad de dejar placas ahogadas en el concreto, o bien hay que dejar anclas o perforaciones para posteriormente idear la forma de ligarse a la estructura principal.

### Apoyos Libres en Recipientes (Hoja No. 6, Apéndice I)

Se les denomina así por que el ensamble o apoyo está conectado al cascarón del recipiente. La conexión con el recipiente se logra por medio de unas placas que se denominan "grapas" y que van soldadas al recipiente. Estas grapas tienen diversos tipos, que también se tienen estandarizadas y dependen, entre otras cosas de lo siguiente:

- 1.- Tipo de apoyo
- 2.- Temperatura del recipiente
- 3.- Temperatura de la tubería
- 4.- Carga en el apoyo
- 5.- Elevación del apoyo
- 6.- Diámetro de la tubería
- 7.- Tipo de aislamiento

Como se puede ver en la figura (6), el apoyo es una ménsula doble generalmente. La conexión de la ménsula con las grapas se hace con pernos o con soldadura.

Para transmitir el peso de la tubería al apoyo, se sueldan a ésta unos muñones de tubo o -

a algún trozo de perfil estructural (vigüeta generalmente).

En las hojas (7) y (8) del apéndice, se muestran otras variantes de apoyos libres, sobre columnas, sobre vigas secundarias, o aún sobre otras tuberías.

### Soportes Colaantes Rígidos (Hojas Nos. 9, 10, 11 y 12, Apéndice I)

Existe una enorme combinación de ellos pero su diseño básicamente se concentra en los siguientes puntos:

- 1.- Conexión a la estructura de soporte
- 2.- Dimensionamiento de la barra (o barras)
- 3.- Conexión a la tubería

La conexión con la estructura de soporte depende del tipo de material de ésta (concreto o acero) así como de la sección transversal del elemento de apoyo.

Para los elementos de apoyo a base de perfiles estructurales existe una enorme variedad de aditamentos para lograr la conexión, en cualquier catálogo de Soportes para Tubería, con las cargas máximas recomendadas.

El diseño de la barra es el de un elemento a tensión. Las barras pueden ser roscadas en sus extremos o roscada en un extremo y en el otro con una argolla soldada.

Cuando el peso es considerable y la barra resulta de más de una pulgada de diámetro, se recomienda usar el de tipo corrimpio que tiene barra doble.

La conexión más común con la tubería, es a base de algún tipo de abrazadera cuya capacidad se anota en los catálogos. También se puede lograr, soldando a la tubería alguna placa, o cuando no hay contacto con la tubería como en el caso de las tuberías con tem-

peratura fría, se abraza con un perno en "U".

En este tipo de soportes se usan mucho los tépladores que sirven para ajustar correctamente el soporte y asegurarse de su buen funcionamiento.

### Resortes (Hojas Nos. 13, 14, 15 y 16, Apéndice I)

Como en el caso de los soportes colgantes rígidos, cuando los resortes son del tipo colgante, el diseño se concentra en los siguientes puntos:

- 1.- Conexión a la estructura de soporte
- 2.- Diseño del resorte
- 3.- Dimensionamiento de las barras
- 4.- Conexión con la tubería

Solamente se tratará el punto No. 2, ya que los otros se tratarían como en el caso de los soportes colgantes rígidos.

El diseño del resorte básicamente consiste en seleccionar de cualquier catálogo, uno que tenga la capacidad del peso calculado y que el desplazamiento que tendrá la tubería en el punto donde se colocará, esté dentro del rango que permite el resorte.

Existen resortes de carga variable y de carga constante. Los primeros se utilizan cuando los desplazamientos son hasta de dos pulgadas (2") y los segundos para desplazamientos superiores a éstos.

Hay una enorme variedad de tipos que se pueden adaptar prácticamente a cualquier necesidad.



Para seleccionar la clase, tipo, tamaño, etc., pueden seguirse las recomendaciones indicadas en cualquier catálogo; uno muy conocido es el de la Compañía Grinnell.

5.4

En continuación se verá un ejemplo para seleccionar un Resorte de Carga Variable y uno de Carga constante. (Apéndice 4)

El diseño de una guía, prácticamente se reduce a seleccionar alguno de los ensambles típicos, tomando en cuenta los siguientes factores:

- 1.- Diámetro de la tubería
- 2.- Temperatura
- 3.- Tipo de aislamiento
- 4.- Posición de la tubería con respecto a la estructura de apoyo
- 5.- Tipo y material de la estructura de apoyo
- 6.- Longitud total de la línea de tubería

En general, se deja siempre una holgura libre entre la tubería y el elemento guía, de unos 3 a 6 mm., dependiendo de los movimientos laterales que por efectos térmicos pueden tener la tubería.

Los elementos que constituyen el ensamble, son por lo general, perfiles estructurales (ángulos o canales), pernos en "U", abrazaderas maquinadas o forjadas y placas. Su dimensionamiento debe ser tal que resulte proporcionado con el diámetro de la tubería.

En casi todos los casos el requisito principal de una guía es que tenga rigidez lateral.

En las hojas 17 y 18 del Apéndice I, se muestran algunos de los ensambles típicos.

Apoyo Direccional (Hoja No. 19, Apéndice I)

Se cuenta con ensambles típicos cuyos elementos son casi siempre, perfiles estructurales

o placas que van soldadas a la tubería y que de alguna manera "topan" con el elemento de apoyo. El diseño de los elementos se reduce a calcular la capacidad de la junta, cuyo trabajo es casi siempre a cortante y flexión. Se procura que el elemento de apoyo, que por lo general es la soportería principal, tenga una sección transversal adecuada para soportar efectos de torsión provocados por el apoyo direccional. En este caso también se calculan los valores de los elementos mecánicos y se proporcionan a la sección de Estructuras para que los considere en sus análisis.

#### Anclas (Hoja No. 19, Apéndice I)

Los elementos que forman este ensamble o apoyo están sometidos a una combinación de fuerzas y momentos en tres direcciones.

Se procura que el elemento principal de apoyo tenga suficiente rigidez para asegurar la total restricción de la tubería.

Este tipo de apoyo se utiliza cuando se quiere proteger algún equipo; cuando se quieren distribuir los efectos térmicos totales de una tubería, seccionándola; o cuando se quiere asegurar que los movimientos de un cierto trazo de tubería serán en una dirección determinada.

En términos generales, se puede decir que el elemento mecánico predominante o sea el que causa el mayor efecto sobre el miembro de apoyo, es la fuerza en dirección del eje de la tubería.

## CONCLUSIONES

El problema que entraña el soportar convenientemente sistemas de tubería de plantas industriales, no se puede palpar a primera vista, ya que se está trabajando con estructuras cuyo comportamiento es difícil de "sentir", como sucede en la mayoría de los casos de estructuras convencionales.

Por tal motivo, en ocasiones será necesario proponer un cierto sistema de apoyo, analizarlo, si los resultados obtenidos están dentro de especificación proceder al diseño y detalle de soportes; y si están fuera, modificar el sistema propuesto hasta lograr una mejor solución.

No obstante la complejidad que pueda representar un buen análisis para obtener las fuerzas actuantes sobre los soportes, ya obtenidas éstas, el problema de diseño de los adifamentos de soporte propiamente dichos, será resuelto valiéndose de la experiencia que se tenga en este tipo de actividades, ya que, como se explicó anteriormente, los conceptos de diseño necesarios son elementales.

## BIBLIOGRAFIA

Pipe Hangers and Supports. Materials and Design. Standar Practice SP-58, Manufacturers Standarization Society, Ed. 1967.

Pipe Hangers and Supports, Selection and Application. Standard Practice SP-69, Manufacturers Standarization Society, Ed. 1966.

The Selection of Pipe Supports. E.W. Stothart; Mgr. Pipe Suspension Dept. Grinnell - Company, Inc., Providence, R.I.. Reprinted from Combustion, May 1951

Design of Piping Systems. The M.W. Kellog Company

American Welding Society Manual

Pipe Hangers and Supports. Catalog pn-69 Grinnell, Company, Inc.

APENDICE I

APOYOS TIPICOS

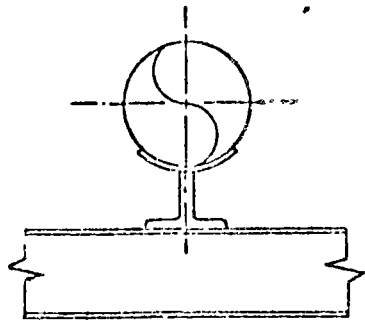
PARA USO INTERNO

DESCRIPCION

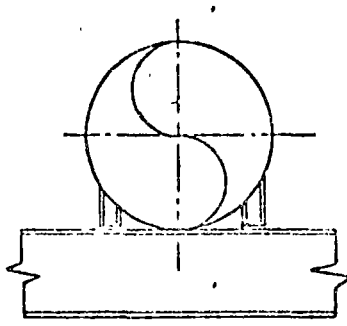
REV. No. 0  
 DISE. No. 151  
 DISE. No. 151  
 APR. No. 151  
 ECHA. No. 151

FECHA

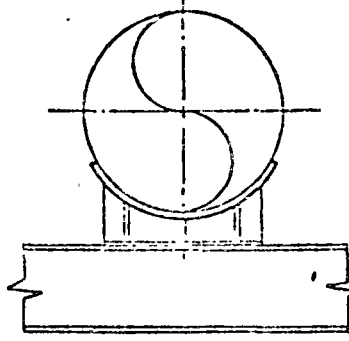
REV. No. 0  
 DISE. No. 151  
 DISE. No. 151  
 DISE. No. 151



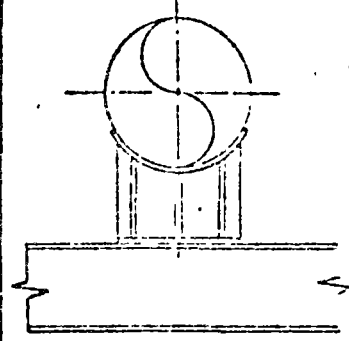
FORMA Nº A 3.906.1



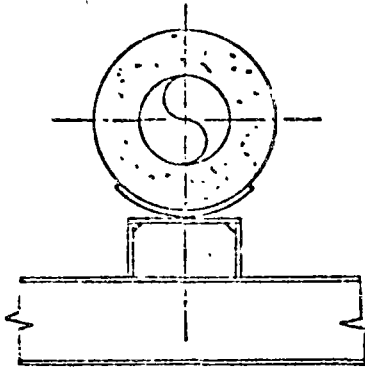
FORMA Nº A 3.906.2



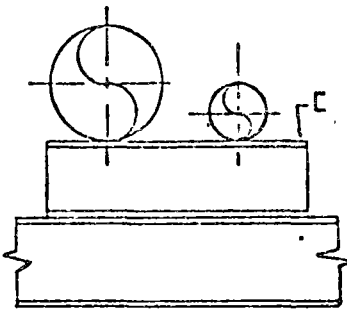
FORMA Nº A 3.906.3



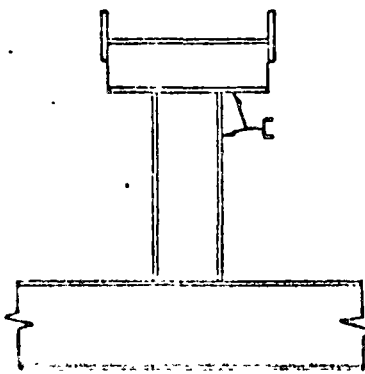
FORMA Nº A 3.906.4



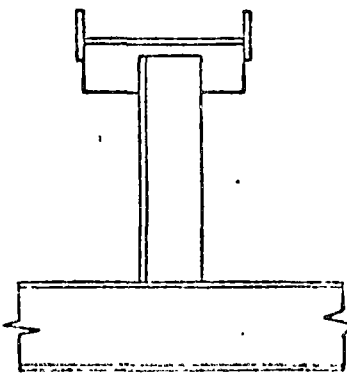
FORMA Nº A 3.906.5



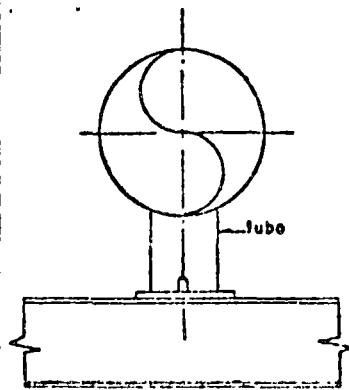
FORMA Nº A 3.906.6



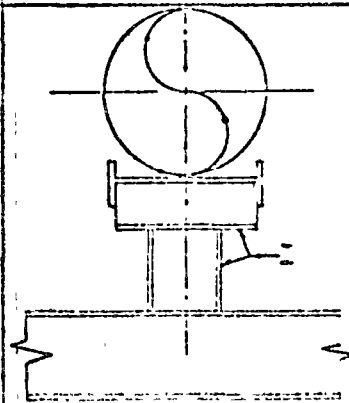
FORMA Nº 3.906.7



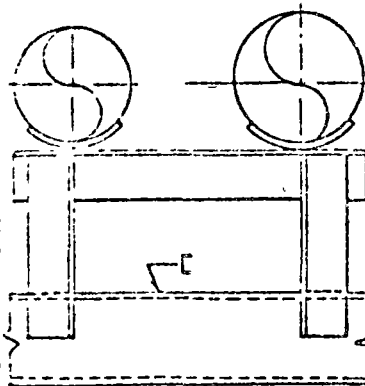
FORMA Nº 3.906.8



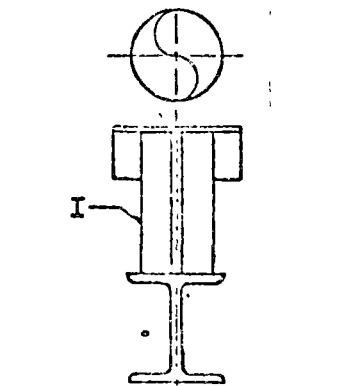
FORMA Nº A 3.906.9



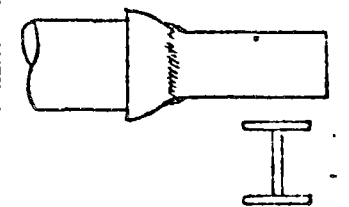
FORMA Nº A 3.906.10



FORMA Nº A 3.906.11

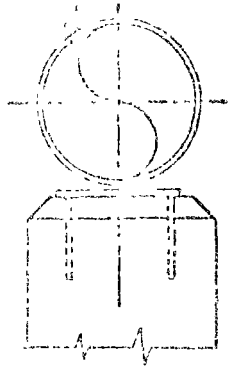


FORMA Nº A 3.906.12

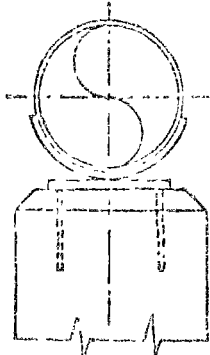


FORMA Nº. A 3.906.13

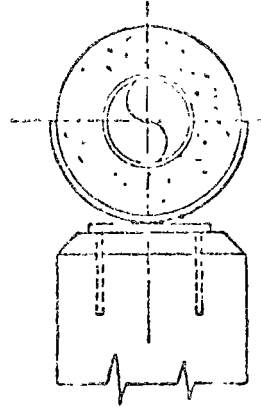
PARA USO INTERNO  
DESCRIPCION



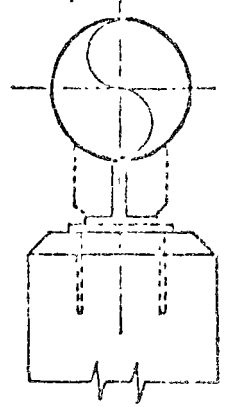
FORMA No A3 906 SI TIPO I



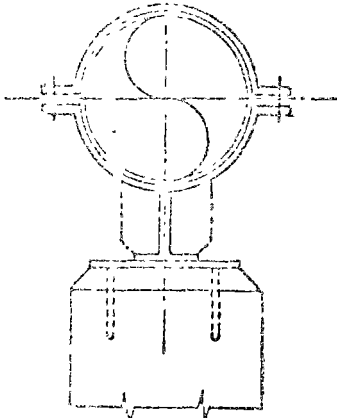
A3.906.5I TIPO II



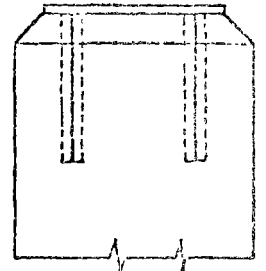
A3.906 5I TIPO III



A3.906 5I TIPO IV



A3 906 5I TIPO V



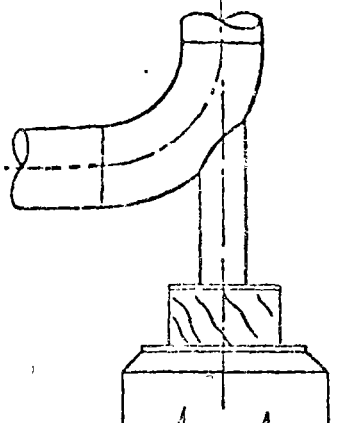
FORMA No A3 906 52

0  
REV 01  
No

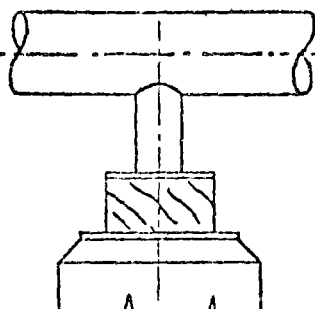
FECHA  
0  
REV 01  
No

hoja 204

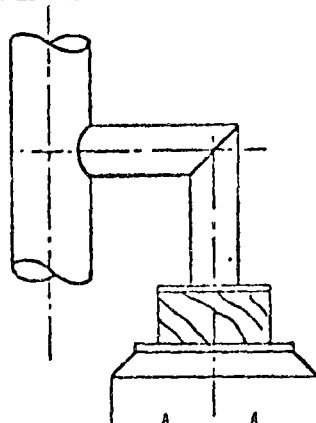
PARA USO INTERNO  
DESCRIPCION



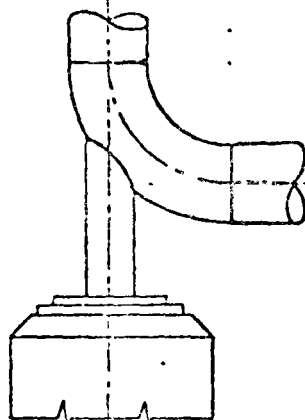
FORMA No A3 907.1 TIPO I



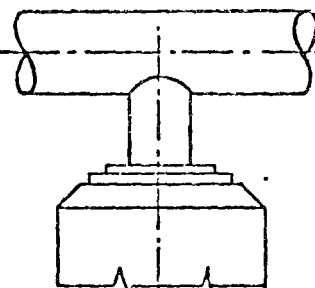
A3.907.1 TIPO II



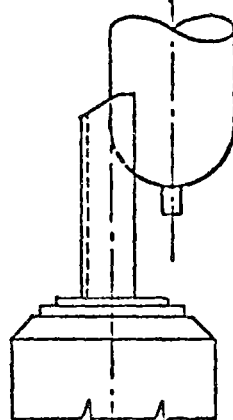
FORMA No. A 3 907.2



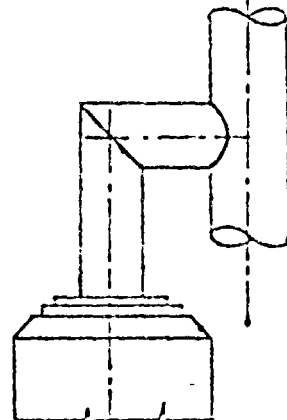
FORMA No A3 907.3 TIPO I



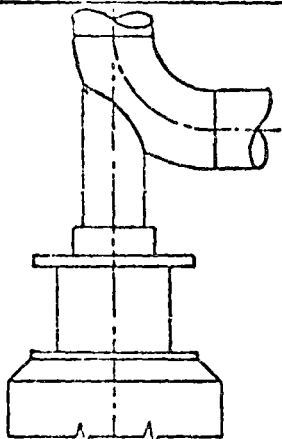
A3.907.3 TIPO II



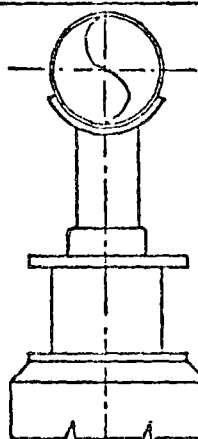
FORMA No. A3 907.4 TIPO I



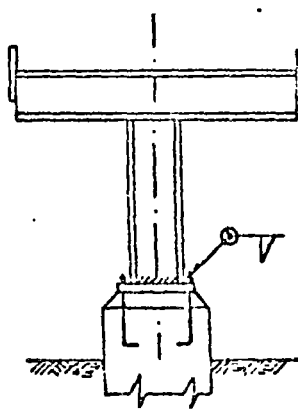
A3.907.4 TIPO II



FORMA No A3.907.5 TIPO I



A3.907.5 TIPO II



FORMA No. A 3.907.6.1

FECHA

REV. No.

REV. No.

REV. No.

REV. No.

REV. No.

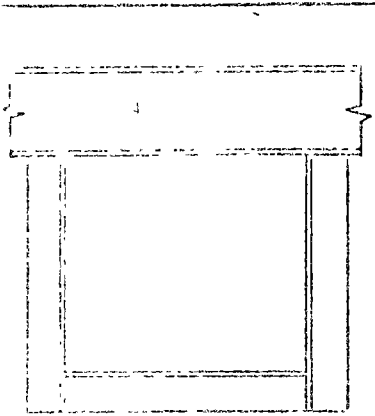
REV. No.

REV. No.

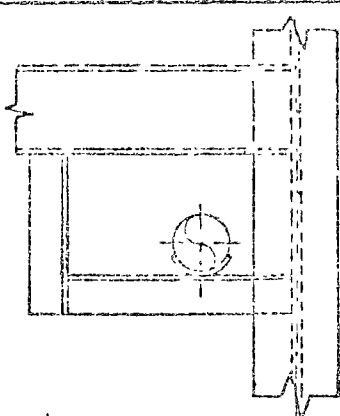
hora : 205



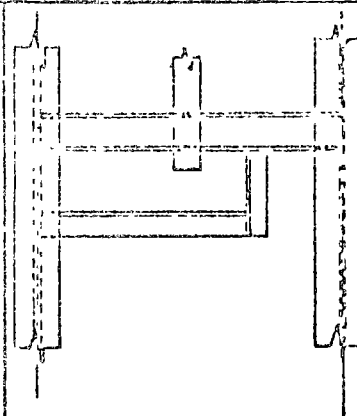
PARA USO INTERNO  
DESCRIPCION



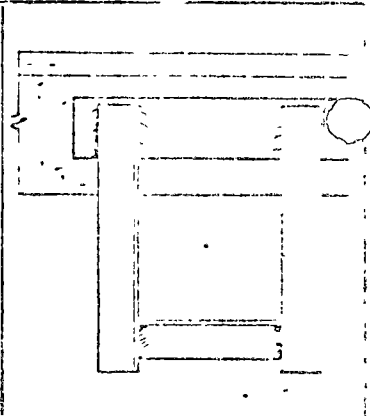
FORMA Nº A 3.906.11



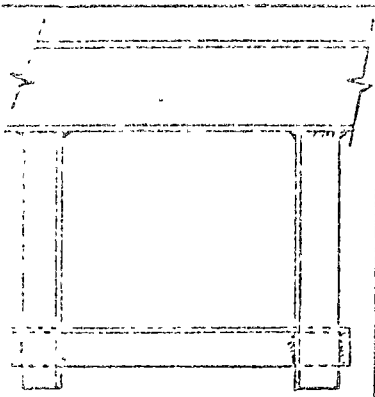
FORMA Nº A 3.906.12



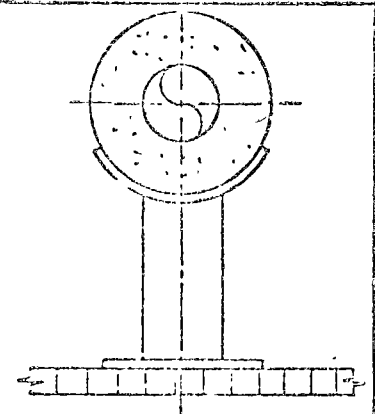
FORMA Nº A 3.906.13



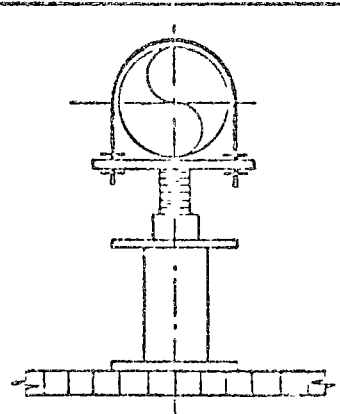
FORMA Nº A 3.906.14



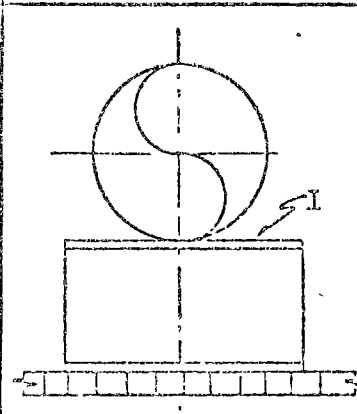
FORMA Nº A 3.906.15.2



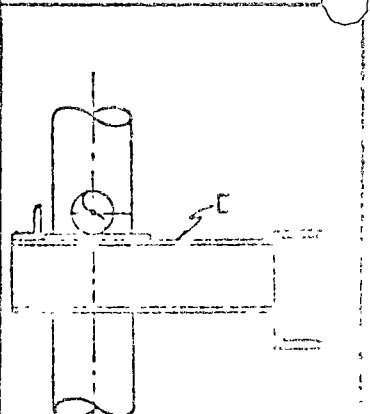
FORMA Nº A 3.906.16



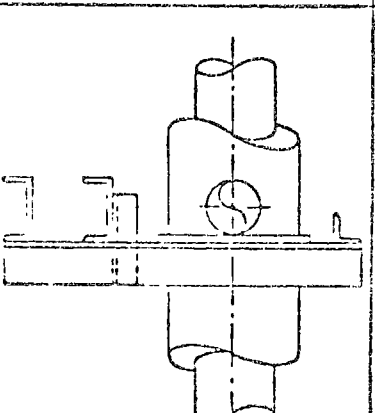
FORMA Nº A 3.906.17



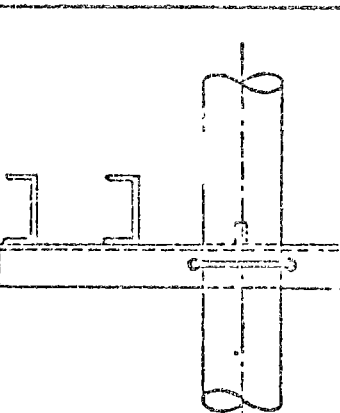
FORMA Nº A 3.906.18



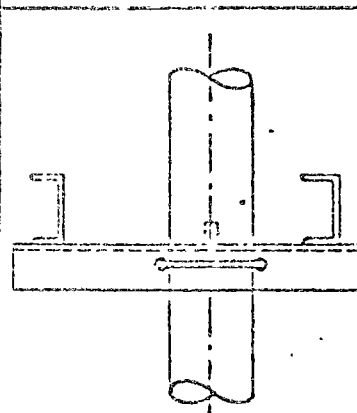
FORMA Nº A 3.906.19



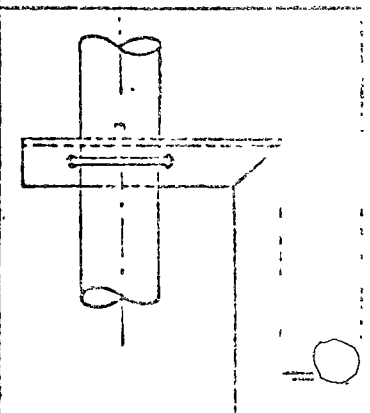
FORMA Nº A 3.906.19.1



FORMA Nº A 3.906.20



FORMA Nº A 3.906.21



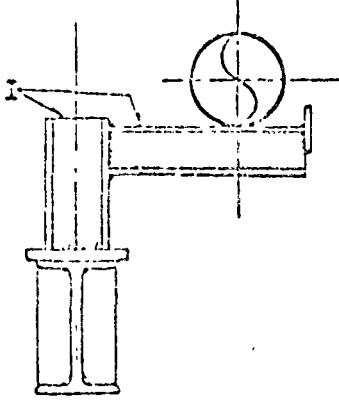
FORMA Nº A 3.906.22

TITULO: INDICE DE APOYOS LIBRES PARA TUBERIA

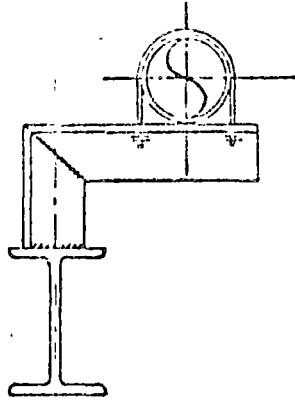
hoja 206  
HOJA No. 4

PARA USO INTERNO

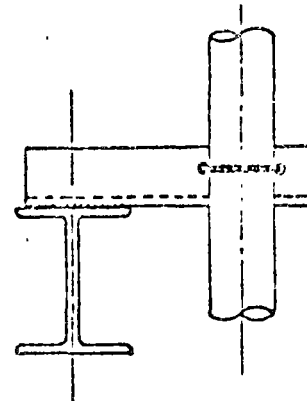
DESCRIPCION



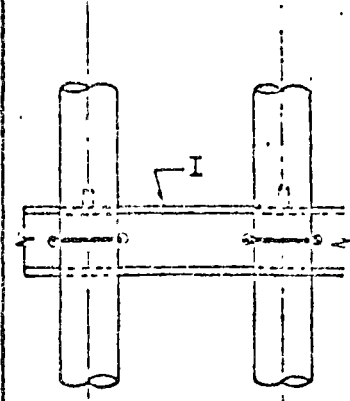
FORMA A 3906 31



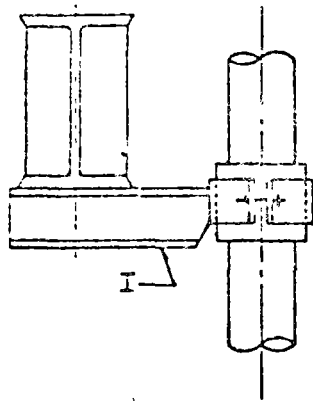
FORMA A 3906 32



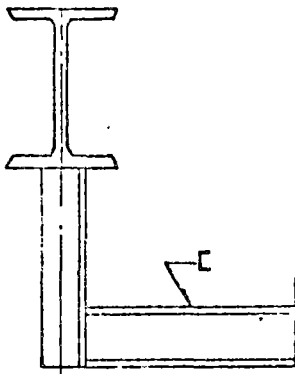
FORMA A 3906 33



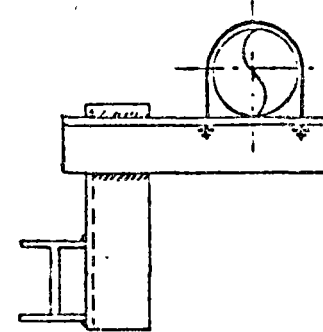
FORMA A 3906 33.2



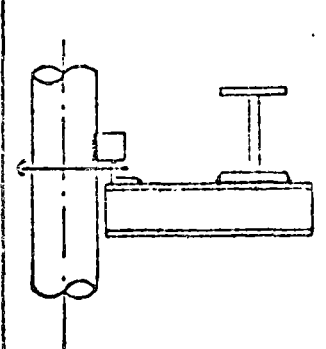
FORMA A 3906 34



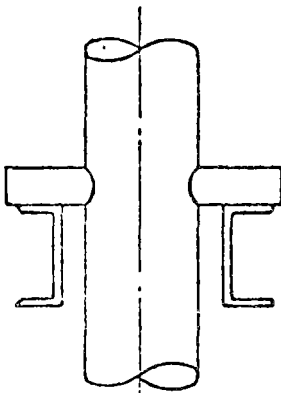
FORMA A 3906 35.1



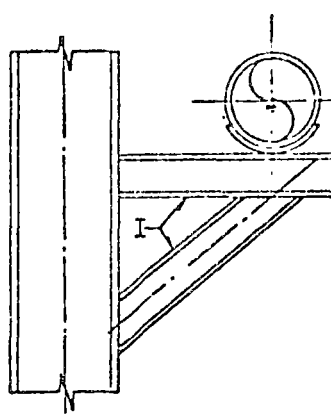
FORMA A 3906 32.1



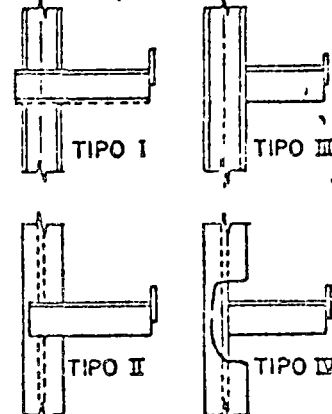
FORMA A 3906 33.1



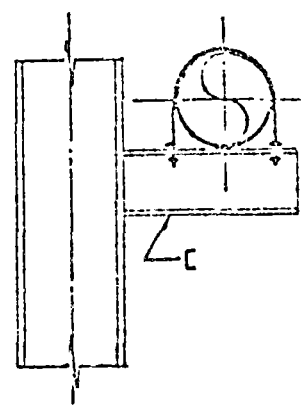
FORMA A 3906 36



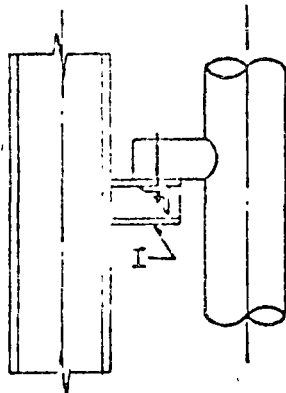
FORMA A 3906 37



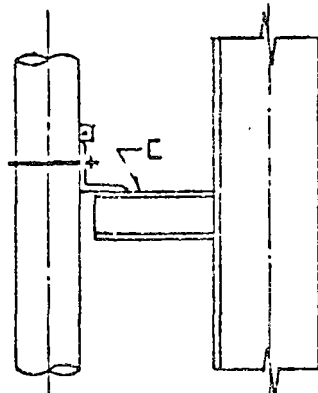
FORMA A 3906 38



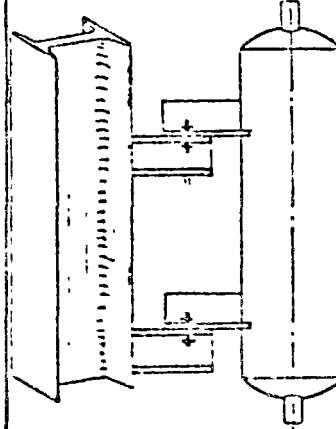
FORMA A 3906 33.1



FORMA A 3906 39



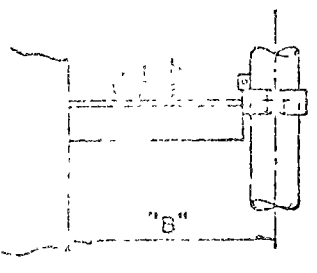
FORMA A 3906 40



FORMA A 3906 39.1

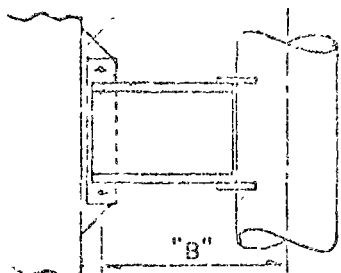
hora 207

PARA USO INTERNO  
DESCRIPCION



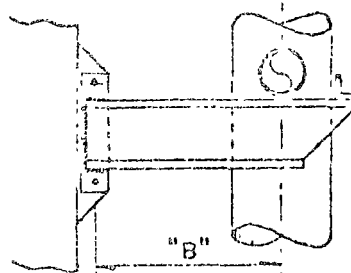
"B" (MAX)	P <sub>MAX</sub> (TONS)	
	1924	2032

FORMA No. 3.902.2



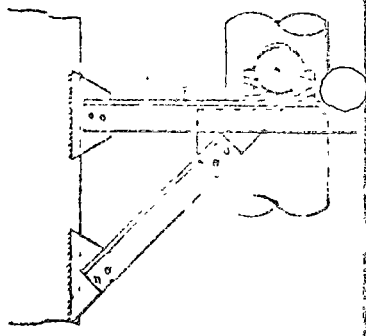
"B" (MAX)	P <sub>MAX</sub> (TONS)	
	1924	2032

FORMA No. 3.902.3



"B" (MAX)	P <sub>MAX</sub> (TONS)	
	1924	2032

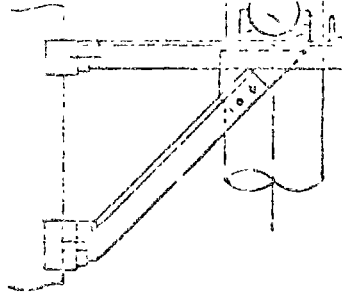
FORMA No. 3.902.6



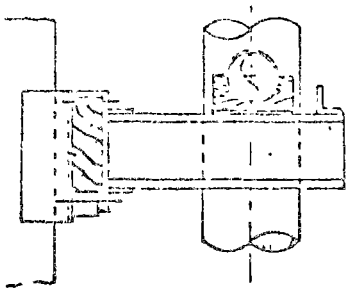
FORMA No. 3.902.3

REVISIONES

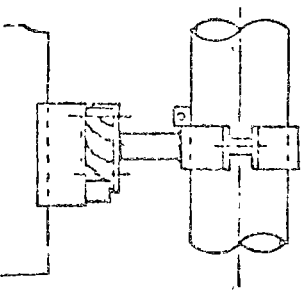
REV. No.



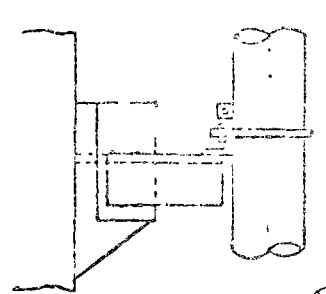
FORMA No. 3.902.14



FORMA No. 3.902.15



FORMA No. 3.902.11



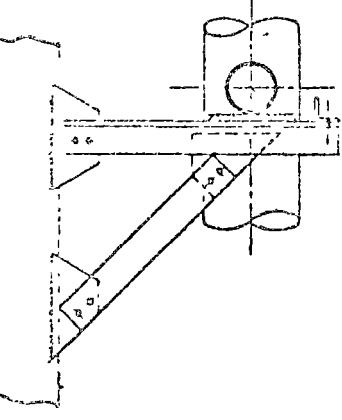
FORMA No. 3.902.9

FLUJO

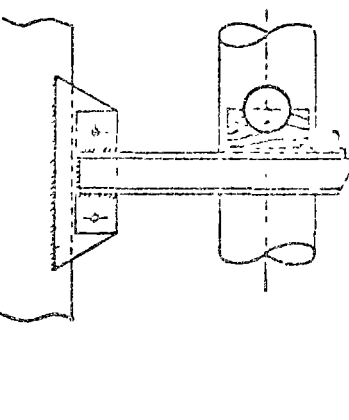
REV. No.

REV. No.

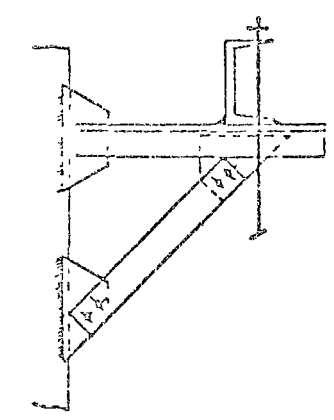
REV. No.



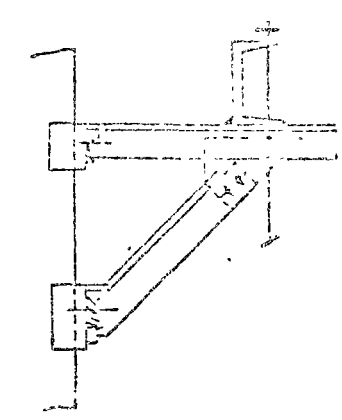
FORMA No. 3.902.7



FORMA No. 3.902.12



FORMA No. 3.902.8



FORMA No. 3.902.5

hoja : 200

PARA USO INTERNO

DESCRIPCION

0

REV. No.

DIS.

ESP.

PROY.

J.

APR.

FECHA

FECHA

0

REV. No.

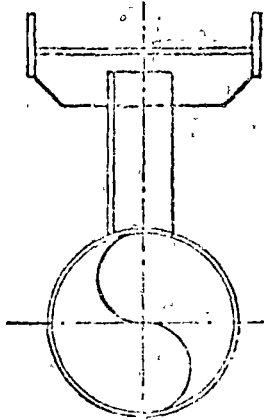
DIB.

DIR.

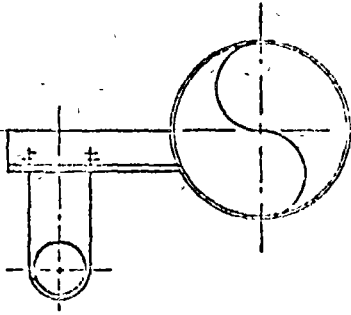
ESP.

REV.

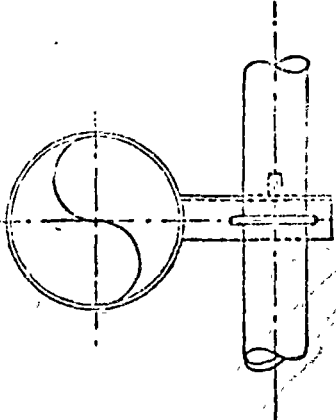
DIR.



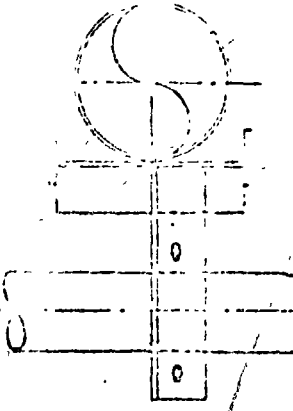
FORMA No. A3.906.41



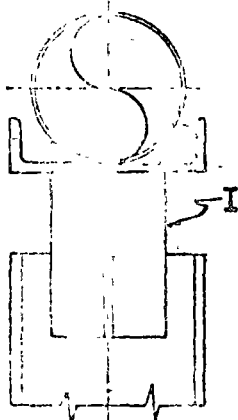
FORMA No. A3.906.42



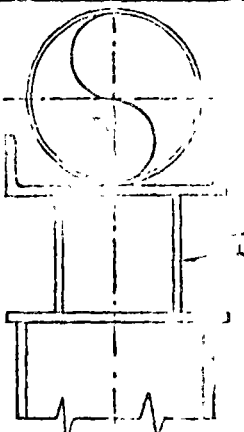
FORMA No. A3.906.43



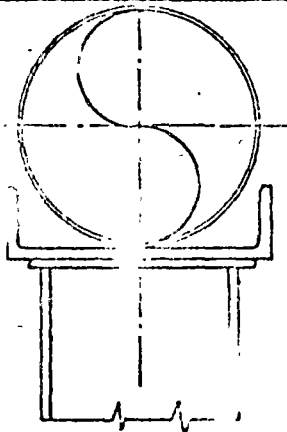
FORMA No. A3.906.44



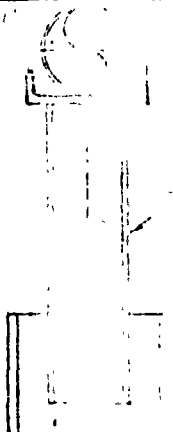
FORMA No. A3.906.46



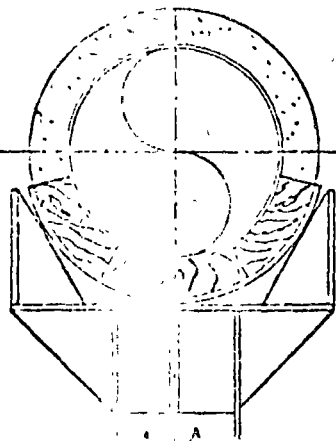
FORMA No. A3.906.47



FORMA No. A3.906.48



FORMA No. A3.906.49



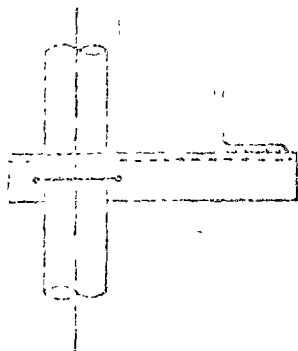
FORMA No. A3.906.50

TITULO: INDICE DE APOYOS LIBRES PARA TUBERIA

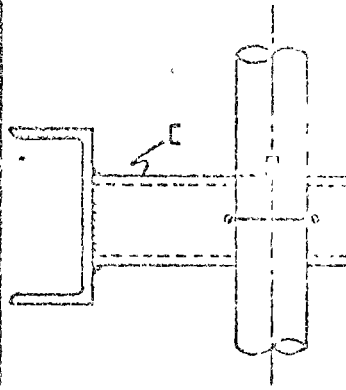
HOJA No.



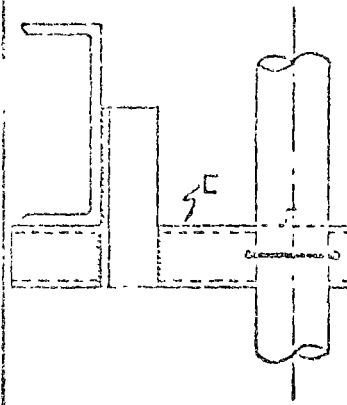
PARA USUARIO  
DESCRIPCION



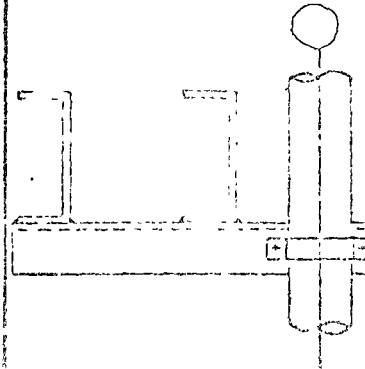
FORMA A 3906 23



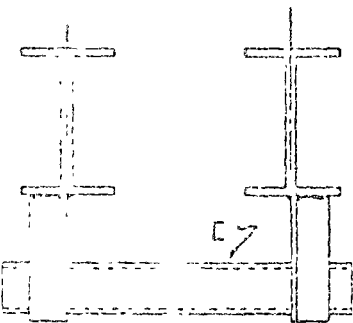
FORMA A 3906 24



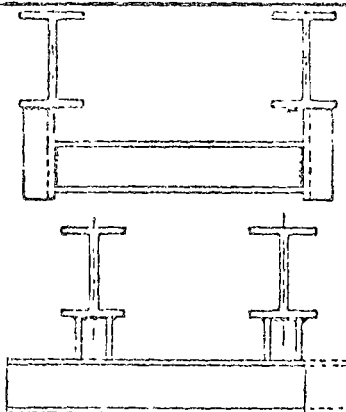
FORMA A 3906 24.1



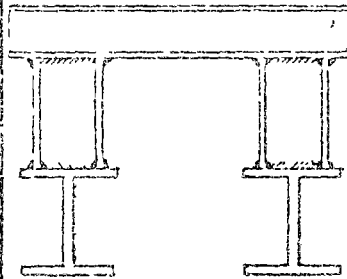
FORMA A 3906 25



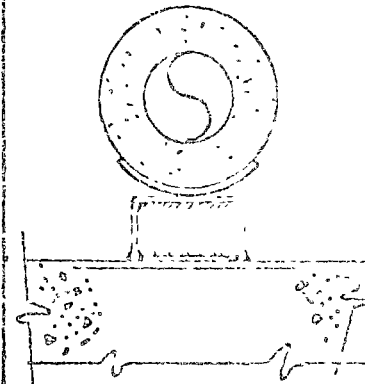
FORMA A 3906 26



FORMA A 3906 26.1



FORMA A 3906.26.2



FORMA A 3906.26.1

NO. REV. DIS. DIB. ESCR. SEC. A

NO. REV. DIB. ESCR. SEC. A

NO. REV. DIB. ESCR. SEC. A

NO. REV. DIB. ESCR. SEC. A

NO. REV. DIB. ESCR. SEC. A

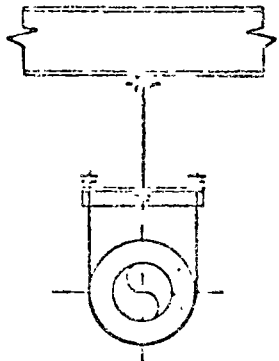
PARA USO INTERNO

DESCRIPCION

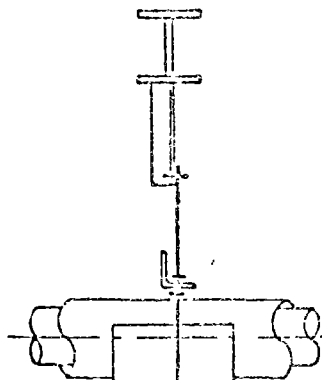
REV. No. J.S. ESP. PROJ. A.P.R. FECHA

REV. No. VII-68 FECHA

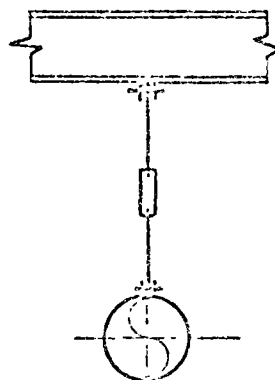
REV. No. CCH (REV. ESP. DIB.)



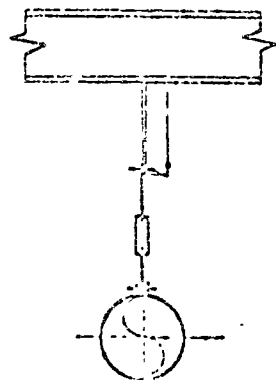
FORMA No. A3 904.1



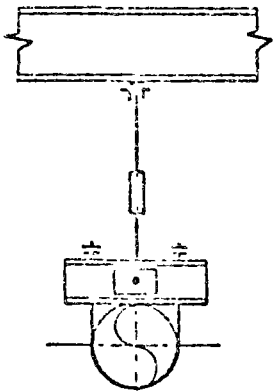
FORMA No. A3.904.1.1



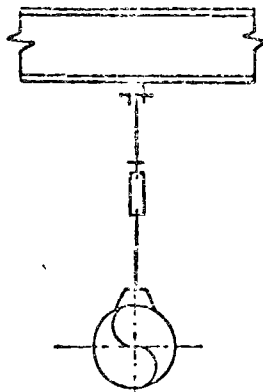
FORMA No. A3 904.2



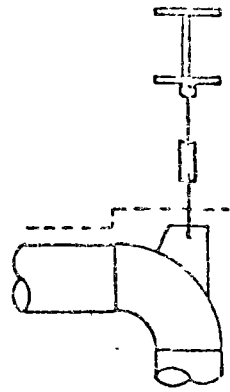
FORMA No. A3 904.2.1



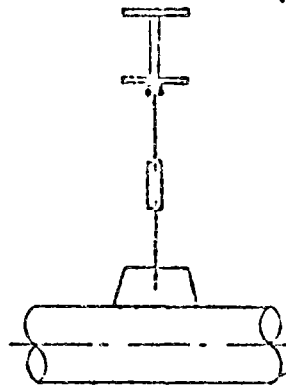
FORMA No. A3 904 2.2



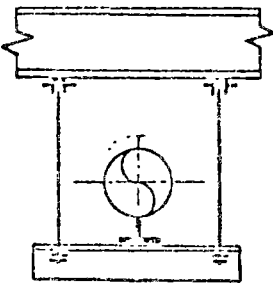
FORMA No. A3 904 3



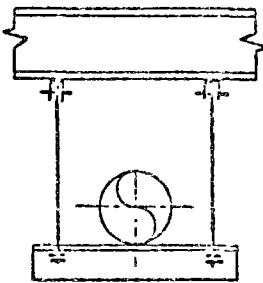
FORMA No. A3 904.4



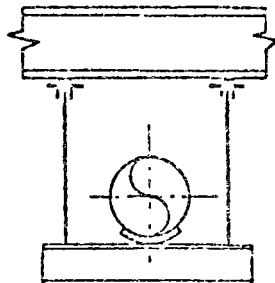
FORMA No. A3 904 5



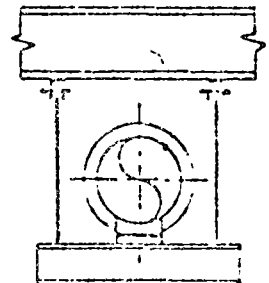
FORMA No. A3 904 6



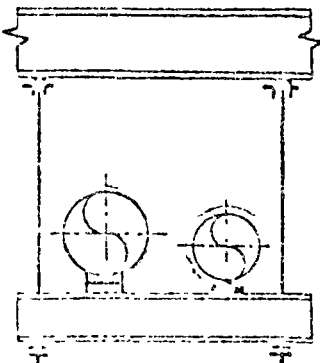
FORMA No. A3.9047



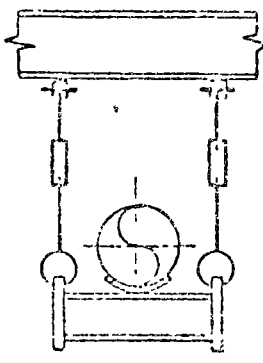
FORMA No. A3 904.8



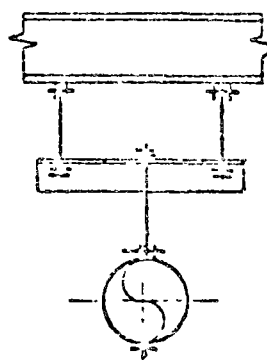
FORMA No. A3 904.9



FORMA No. A3 904 8 2



FORMA No. A3.904 9



FORMA No. A3 904 10

hoja : 2/1

TITULO INDICE DE SOPORTES COLGANTES PARA TUBERIA

HOJA No. 9

PARA USO INTERNO

DESCRIPCION

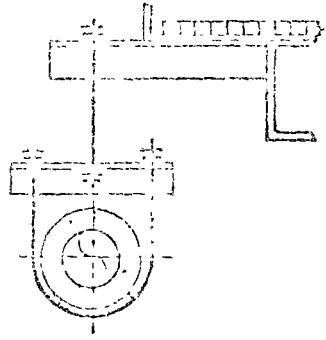
REV. D'S No. E.P. 1957/1958 FECH

VII-68

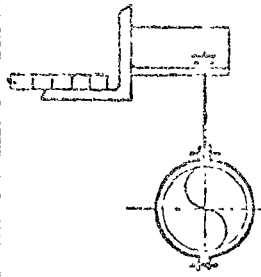
FECHA

REV. D'S No. E.P. 1957/1958 FECH

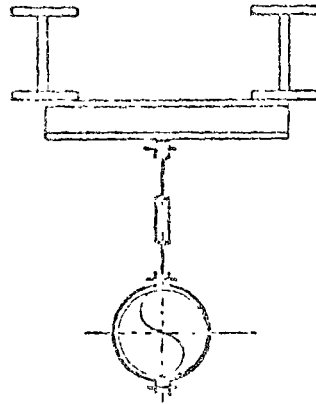
FECHA



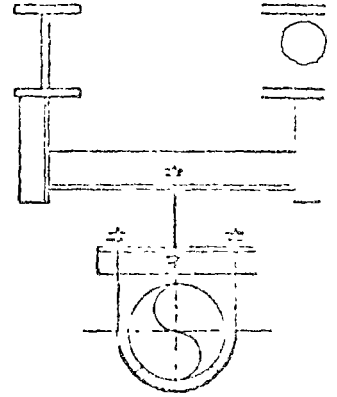
FORMA No. A3 904 26



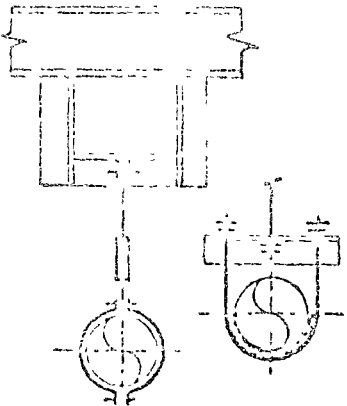
FORMA No. A3 904 27



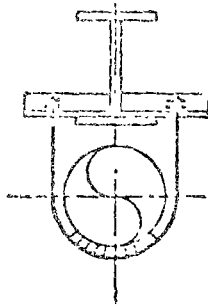
FORMA No. A3 904 28



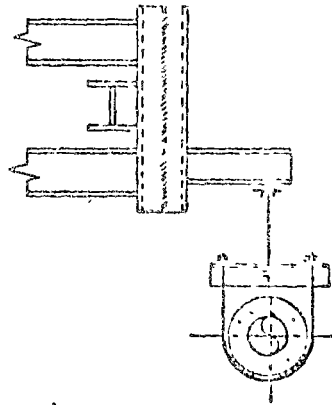
FORMA No. A3 904 29



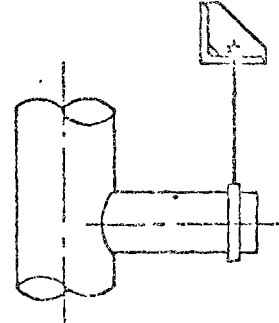
FORMA No. A3 904.29



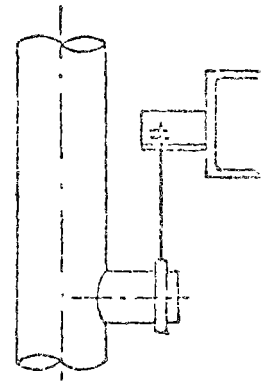
FORMA No. A3.904 30



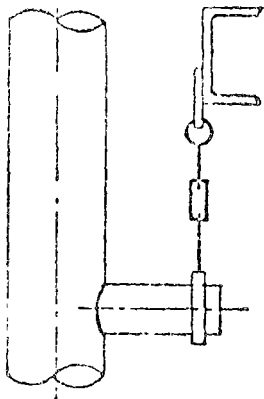
FORMA No. A3.904 31



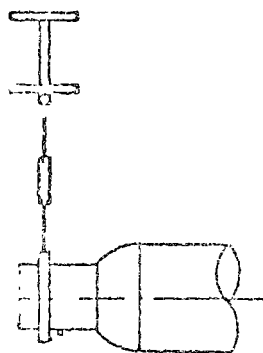
FORMA No. A3 904 36.1



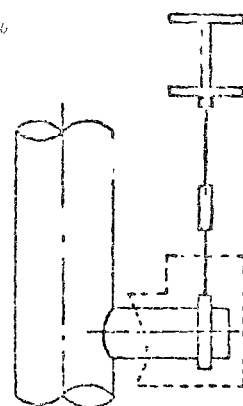
FORMA No. A3 904 35



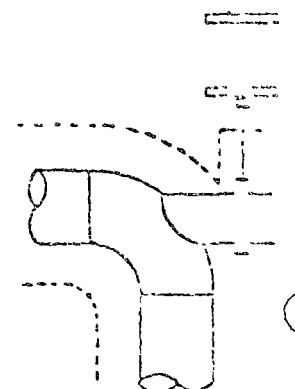
FORMA No. A3 904 37



FORMA No. A3 904 38



FORMA No. A3 904 39



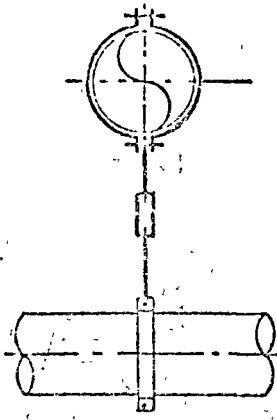
FORMA No. A3 904 40

PARA USO INTERNO  
DESCRIPCION

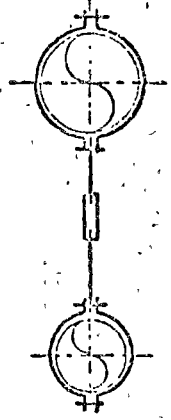
REV. No. 0  
DIS. C  
ESP. J  
PROY. J  
APR. J  
FECH. J

VII-68  
FECHA

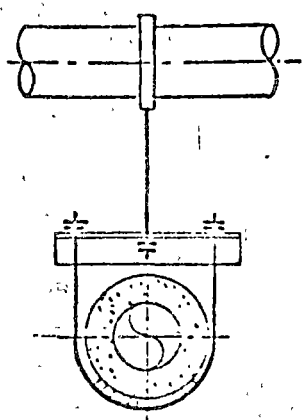
REV. No. 0  
DIR. C  
ESP. J  
DIR. J



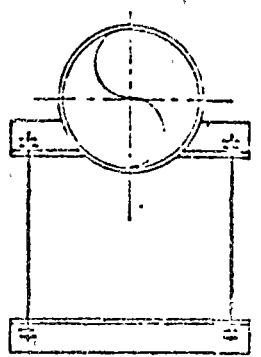
FORMA No. A3 904.11



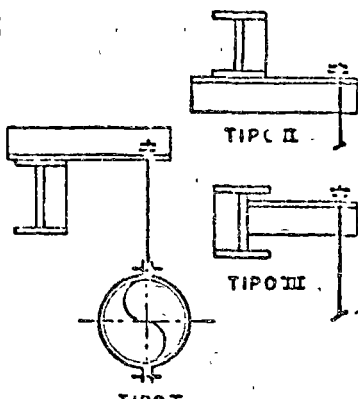
FORMA No. A3 904.12



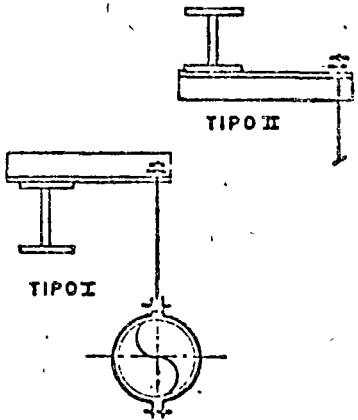
FORMA No. A3 904.13



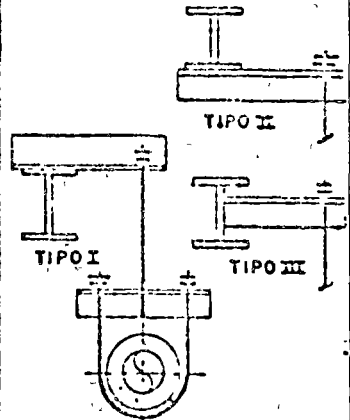
FORMA No. A3 904.14



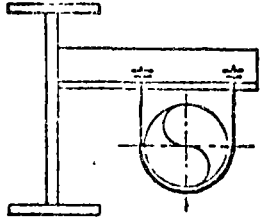
FORMA No. A3.904.16



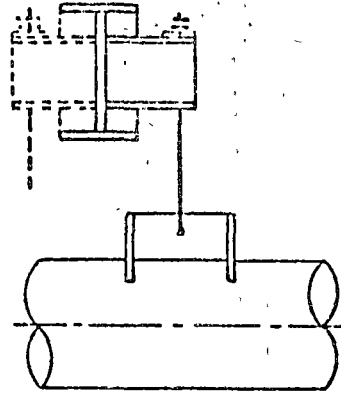
FORMA No. A3 904.16.1



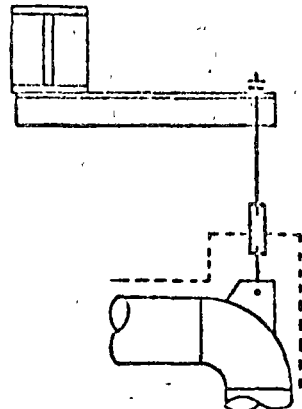
FORMA No. A3 904.17



FORMA No. A3.904.18



FORMA No. A3.904.19



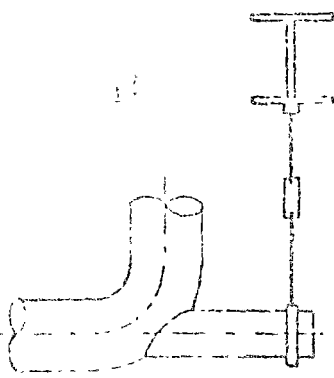
FORMA No. A3.904.20

hoja: 2/3

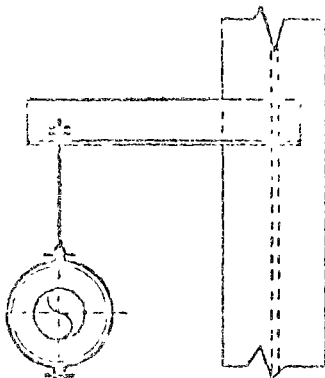


PARA USO INTERNO

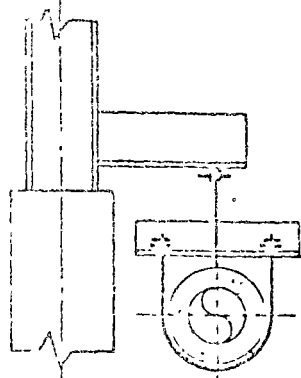
DESCRIPCION



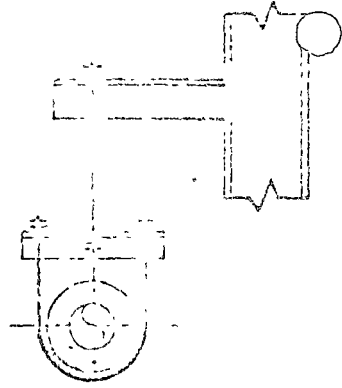
FORMA No A3 903 392



FORMA No A3 904 41



FORMA No A3 904 42



FORMA No A3 904 41

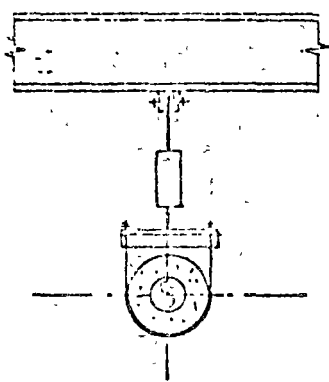
0	CCM	04	03	VII-69
REV. NO.	DIB.	REV.	DIB.	FECHA

ION

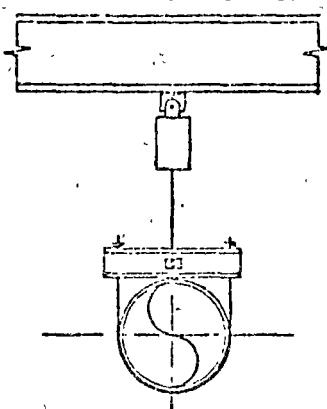
Nota: 2/14

PARA USO INTERNO

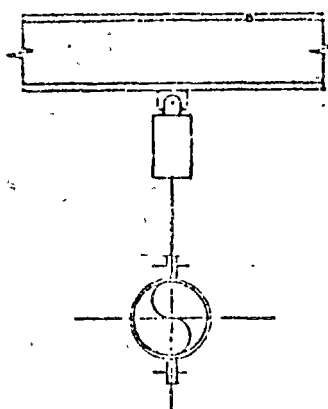
DESCRIPCION



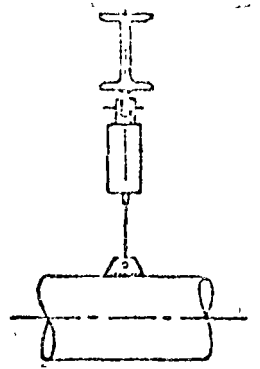
FORMA A 3905.1



FORMA A 3905.2



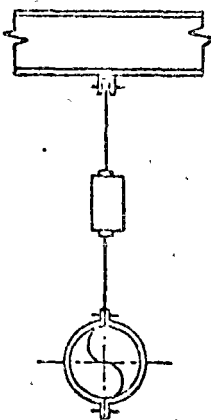
FORMA A 3905 2.1



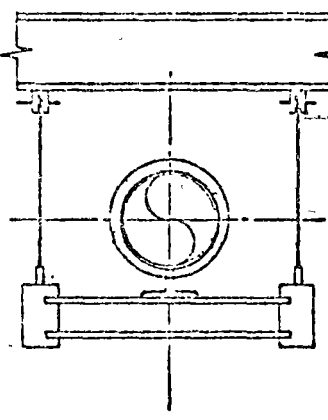
FORMA A 3905 3



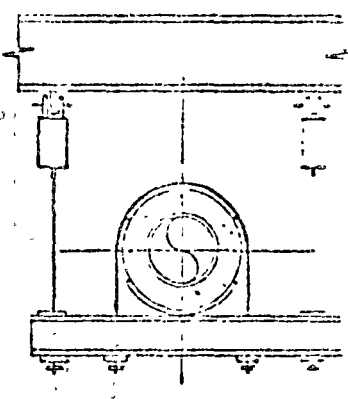
FORMA A 3905.4



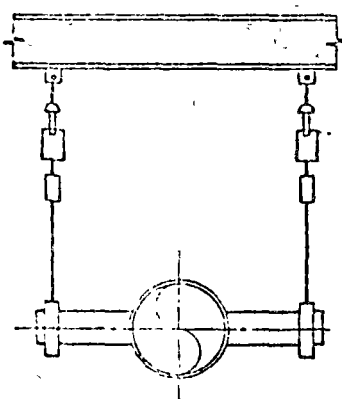
FORMA A 3.905 2 2



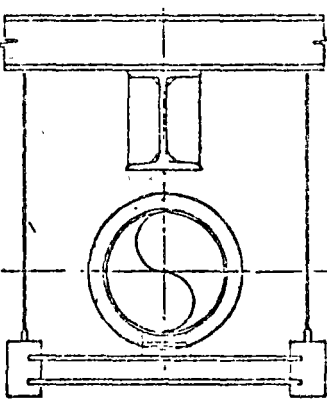
FORMA A 3905 6



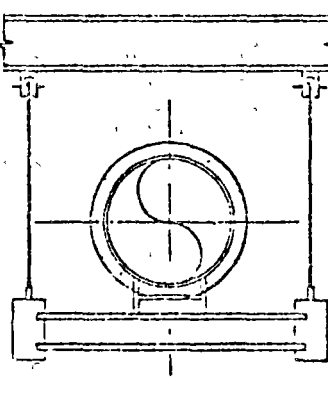
FORMA A 3905 7



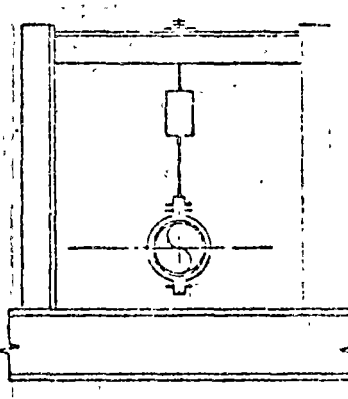
FORMA A 3.905.8



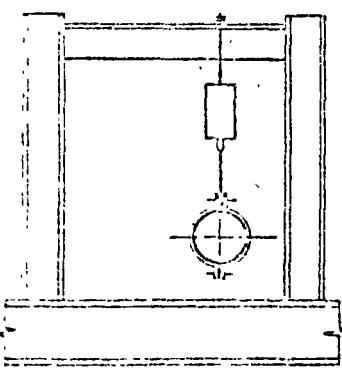
FORMA A 3.905.9



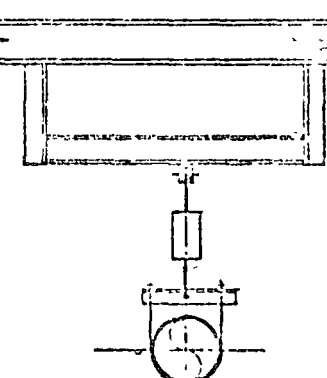
FORMA A 3.905.10



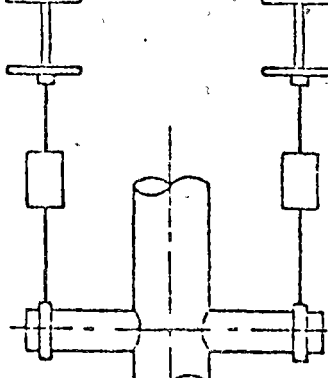
FORMA A 3905.11



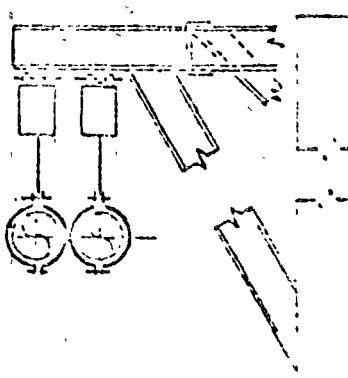
FORMA A 3905 11.1



FORMA A 3905.12



FORMA A 3.905.13



FORMA A 3905 14

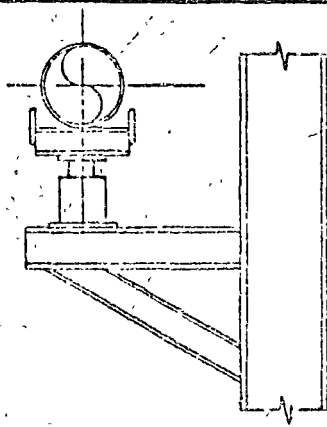
TITULO INDICE DE RESORTES PARA TUBERIA

HOJA # 1 DE  
HOJA N° 13

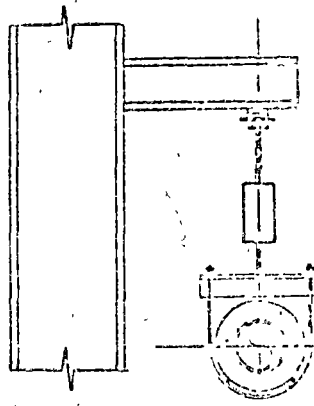


INDICE

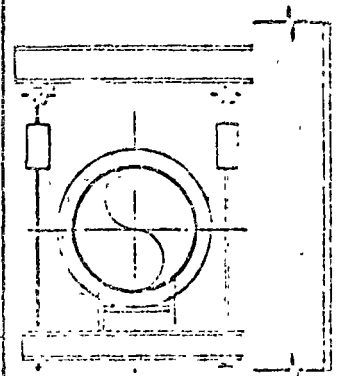
REV NO	DIS	J. ESP	J. PROY	APR	FECHA	DESCRIPCION	PARA USO INTERNO
0	Cy						



FORMA A 3.905.36



FORMA A 3.905.37



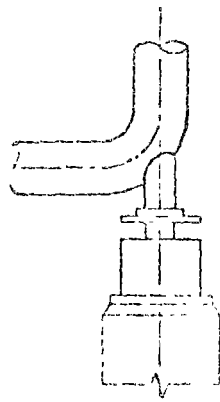
FORMA A 3.905.39

REV NO	DIS	REV DII	ESP	FECHA
0	RSG	Cy	D.C.	

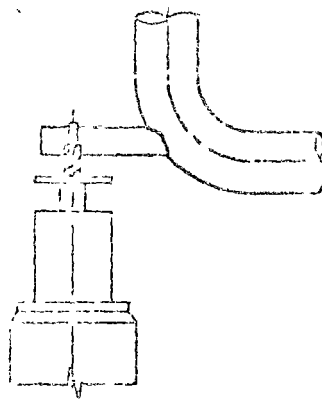


hora: 317

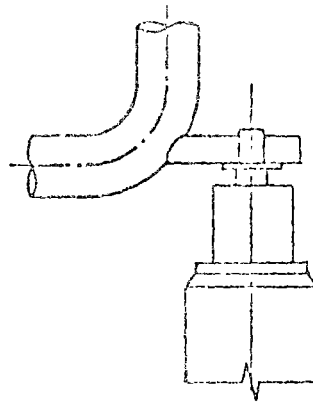
PARA USO INTERNO  
DESCRIPCION



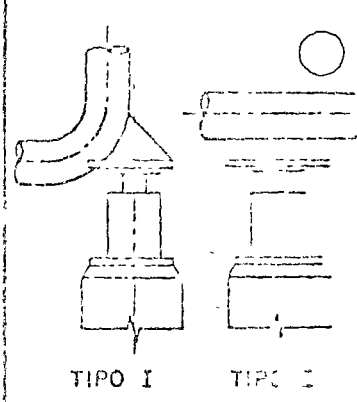
FORMA A 3910.1



FORMA A 3910.2

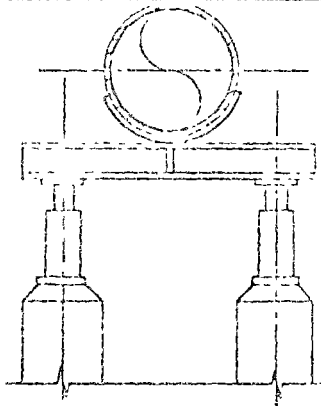


FORMA A 3910.3

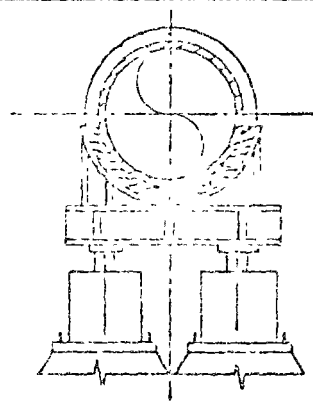


TIPO I TIPO II

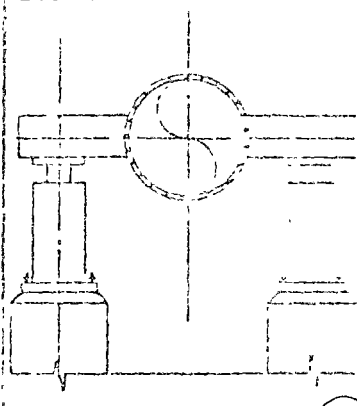
FORMA A 3910.4



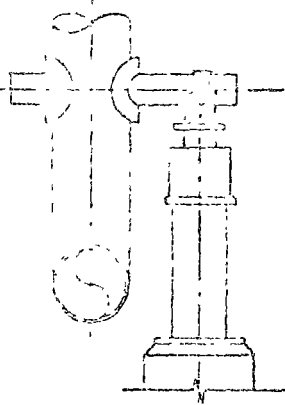
FORMA A 3910.6



FORMA A 3910.7



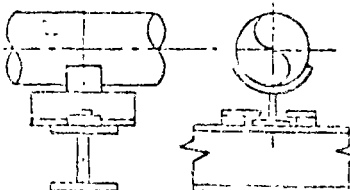
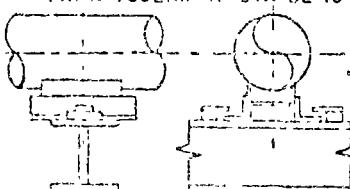
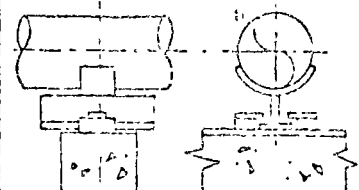
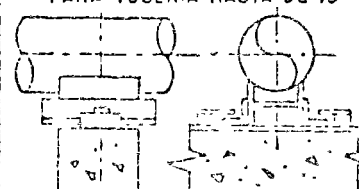
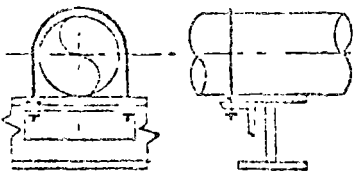
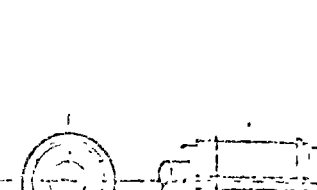
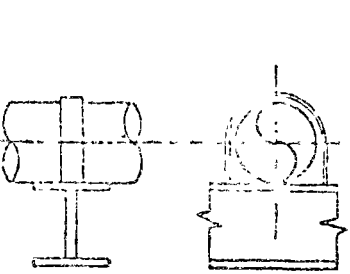
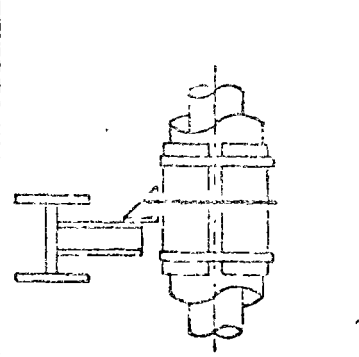
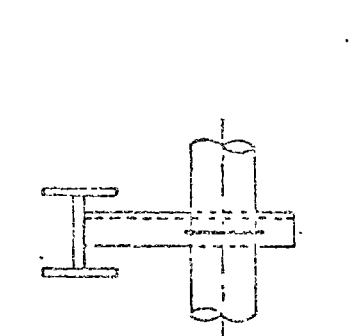
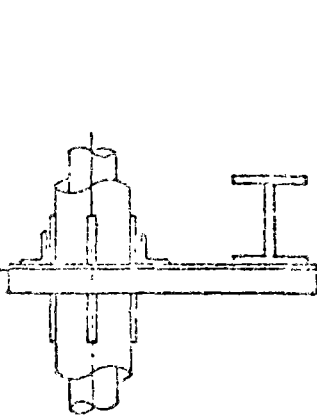
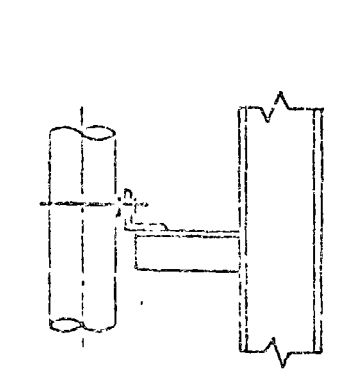
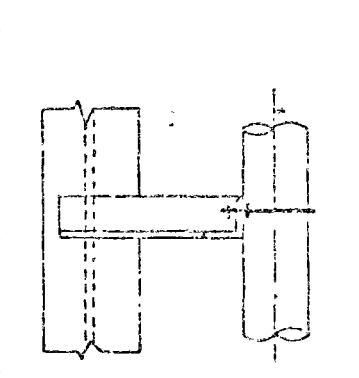
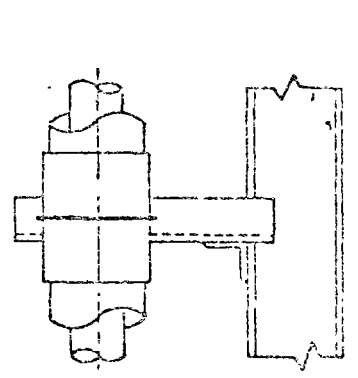
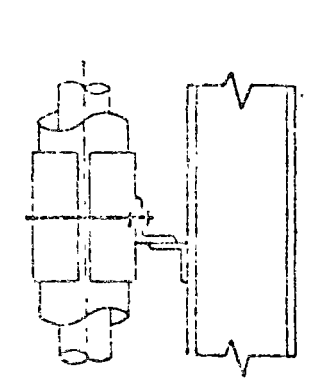
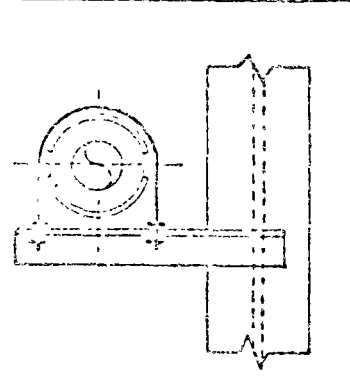
FORMA A 3910.8



FORMA A 3910.9

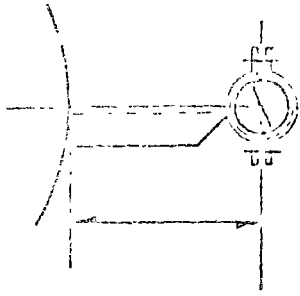
0	REV	FECHA
0	REV	FECHA
0	REV	FECHA
0	REV	FECHA
0	REV	FECHA
0	REV	FECHA
0	REV	FECHA
0	REV	FECHA
0	REV	FECHA
0	REV	FECHA

hora: 218

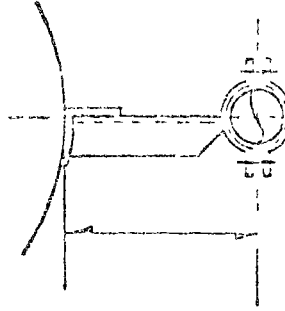
 <p>PARA TUBERIA HASTA DE 10"</p>  <p>TUBERIAS DE 12" A 24" FORMA No A3 909 1</p>	 <p>PARA TUBERIA HASTA DE 10"</p>  <p>TUBERIAS DE 12" A 24" FORMA No A3 909.1.1</p>	 <p>FORMA No A3 909 2</p>	 <p>FORMA No A3 909.2.1</p>
 <p>FORMA No A3 909 3</p>	 <p>FORMA No A3 909 4</p>	 <p>FORMA No A3 909 5</p>	 <p>FORMA No A3 909 5.1</p>
 <p>FORMA No A3 909 6</p>	 <p>FORMA No A3 909.7</p>	 <p>FORMA No. A3 909.8</p>	 <p>FORMA No A3 909 9</p>
 <p>FORMA No A3 909 10</p>			<p><i>Hoja: 217</i></p>

PARA USO INTERNO DESCRIPCION  
 REV. No. 01/80  
 DISEÑ. ESP. No. 100/80  
 FECHA: 10/11/80  
 CCM: 01/80  
 REV. DTR. ESP. No. 100/80  
 FECHA: 10/11/80

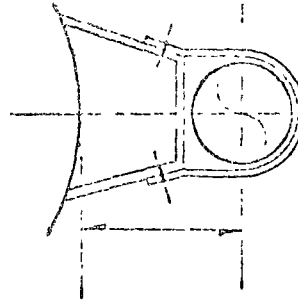
DESCRIPCION



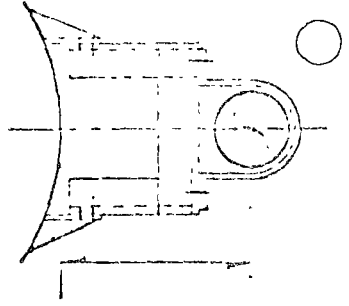
FORMA No. 3.903.2



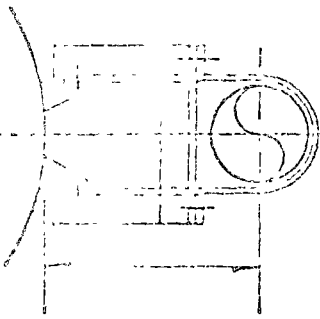
FORMA No. 3.903.2



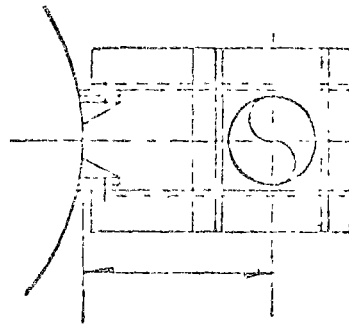
FORMA No. 3.903.3



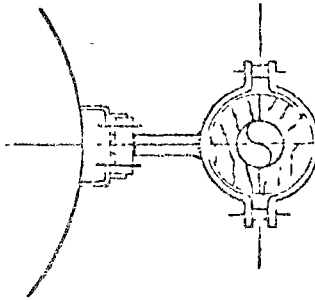
FORMA No. 3.903.4



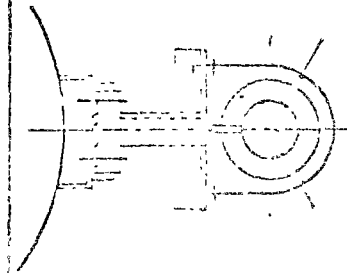
FORMA No. 3.903.5



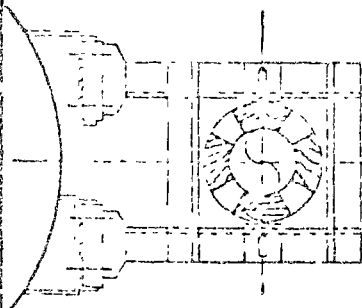
FORMA No. 3.903.6



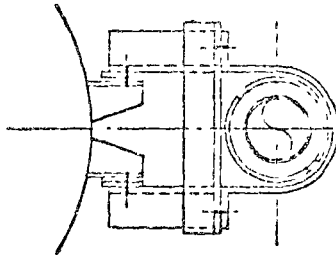
FORMA No. 3.903.12



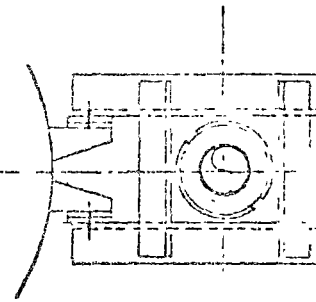
FORMA No. 3.903.11



FORMA No. 3.903.13

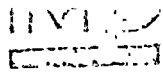


FORMA No. 3.903.21

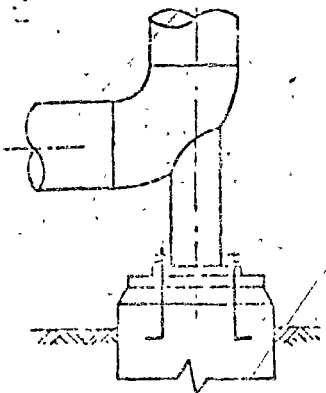


FORMA No. 3.903.22

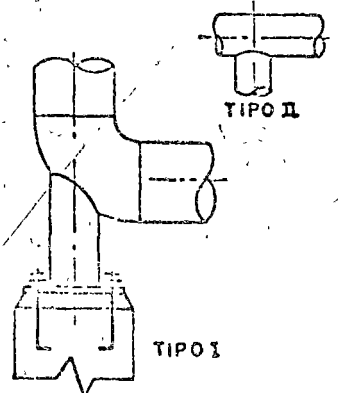
APR	FECHA
REV	REV
Dib.	Dib.
RCV	No.



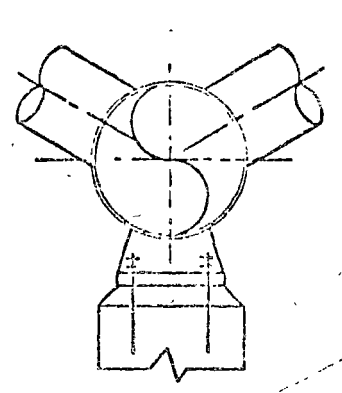
PARA USO INTERNO  
 DESCRIPCION  
 REV. 01/1964  
 REV. 02/1964  
 REV. 03/1964  
 REV. 04/1964  
 REV. 05/1964  
 REV. 06/1964  
 REV. 07/1964  
 REV. 08/1964  
 REV. 09/1964  
 REV. 10/1964  
 REV. 11/1964  
 REV. 12/1964  
 REV. 13/1964  
 REV. 14/1964  
 REV. 15/1964  
 REV. 16/1964  
 REV. 17/1964  
 REV. 18/1964  
 REV. 19/1964  
 REV. 20/1964  
 REV. 21/1964  
 REV. 22/1964  
 REV. 23/1964  
 REV. 24/1964  
 REV. 25/1964  
 REV. 26/1964  
 REV. 27/1964  
 REV. 28/1964  
 REV. 29/1964  
 REV. 30/1964  
 REV. 31/1964  
 REV. 32/1964  
 REV. 33/1964  
 REV. 34/1964  
 REV. 35/1964  
 REV. 36/1964  
 REV. 37/1964  
 REV. 38/1964  
 REV. 39/1964  
 REV. 40/1964  
 REV. 41/1964  
 REV. 42/1964  
 REV. 43/1964  
 REV. 44/1964  
 REV. 45/1964  
 REV. 46/1964  
 REV. 47/1964  
 REV. 48/1964  
 REV. 49/1964  
 REV. 50/1964  
 REV. 51/1964  
 REV. 52/1964  
 REV. 53/1964  
 REV. 54/1964  
 REV. 55/1964  
 REV. 56/1964  
 REV. 57/1964  
 REV. 58/1964  
 REV. 59/1964  
 REV. 60/1964  
 REV. 61/1964  
 REV. 62/1964  
 REV. 63/1964  
 REV. 64/1964  
 REV. 65/1964  
 REV. 66/1964  
 REV. 67/1964  
 REV. 68/1964  
 REV. 69/1964  
 REV. 70/1964  
 REV. 71/1964  
 REV. 72/1964  
 REV. 73/1964  
 REV. 74/1964  
 REV. 75/1964  
 REV. 76/1964  
 REV. 77/1964  
 REV. 78/1964  
 REV. 79/1964  
 REV. 80/1964  
 REV. 81/1964  
 REV. 82/1964  
 REV. 83/1964  
 REV. 84/1964  
 REV. 85/1964  
 REV. 86/1964  
 REV. 87/1964  
 REV. 88/1964  
 REV. 89/1964  
 REV. 90/1964  
 REV. 91/1964  
 REV. 92/1964  
 REV. 93/1964  
 REV. 94/1964  
 REV. 95/1964  
 REV. 96/1964  
 REV. 97/1964  
 REV. 98/1964  
 REV. 99/1964  
 REV. 100/1964



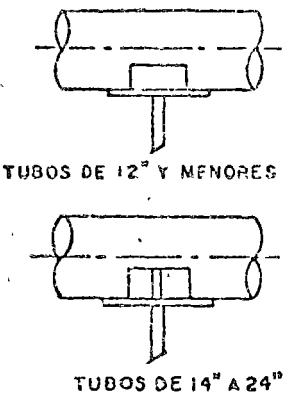
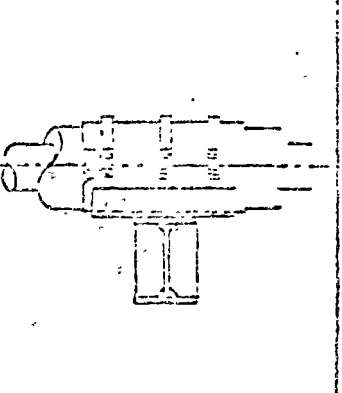
FORMA No. A3.908.1



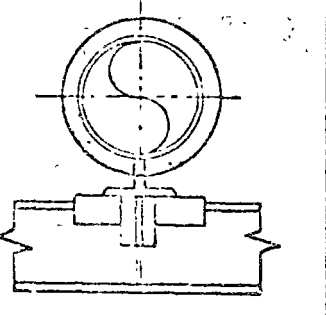
FORMA No. A3.908.1.1



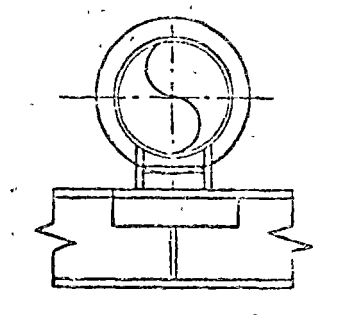
FORMA No. A3.908.2



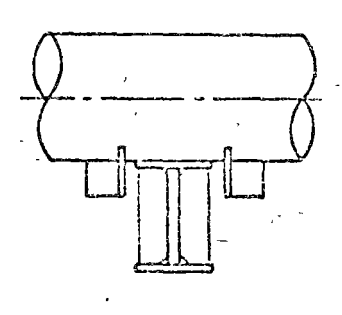
FORMA No. A3.908.6



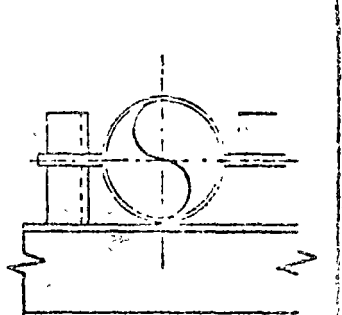
FORMA No. A3.911.1



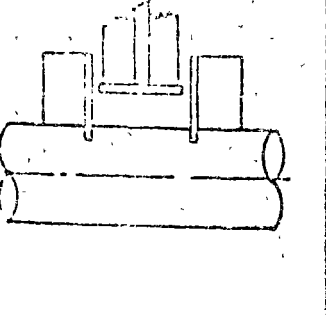
FORMA No. A3.911.1.1



FORMA No. A3.911.2



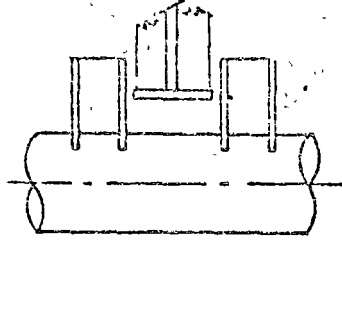
FORMA No. A3.911.4



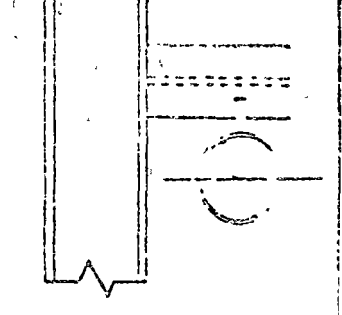
FORMA No. A3.911.6



FORMA No. A3.911.7



FORMA No. A3.911.8



FORMA No. A3.911.9



## 10 BASIC STEPS

1. Make isometric piping sketch
2. Spot preliminary location of hangers on sketch
3. Study building steel and adjust location of hangers to suit
4. Check for interference
5. Calculate distribution of weight of piping
6. Summarize hanger loadings
7. Calculate distribution of vertical expansion to hangers
8. Calculate distribution of equipment vertical movement to hangers
9. Summarize hanger movements
10. Choose hangers for loadings and movements

As in all fields of engineering, the most effective working tool a man can be given is a simple, clear-cut procedure to follow in arriving at a sound, economic solution. A well thought out procedure will be applicable to all jobs; only the extent to which each individual step is carried out will vary depending upon the nature of the particular problem at hand. The procedure for the design and selection of pipe supports has been broken down into the ten basic steps shown above. With the use of a typical pipe support problem, we will endeavor to point out some of the considerations and methods involved in performing the various steps.

Before starting with a typical problem, it would be well to discuss hangers generally and also to review some of the basic data peculiar to the pipe support study.

The two main factors governing selection of pipe hangers are.

- (1) Changes resulting from thermal expansion which causes movement of pipe due to increase of length of legs, and displacement of equipment connections.
- (2) Weight to be supported which depends on pipe used, flowing medium, insulation chosen, and number and type of fittings in line supported.

A formal solution for movement and loads would approach that of pipe stress calculations in complexity. In general, these costly, time consuming calculations can be replaced by simple practical solutions that give results well within the pipe tolerances that can be expected in a normal installation. Most plant piping can be hung or supported correctly by using common sense and a minimum of theory and calculation.

To hang or support pipe properly, certain basic data must be on hand. Facts assembled here have been helpful in the solution of practical hanger and support problems. Let us examine this data before seeing how they are used.

Pipes expand with temperature increase. Movement accompanying this expansion is one of the two most

important factors that must be taken into consideration when selecting hangers or supports. Table I, page 86, gives expansion in inches per foot for various carbon and alloy steels based on an installation temperature of 70°F. As an example, assume a line with a 70°F. installation temperature and 900°F. operating temperature, expansion for low chrome pipe is 7.81 inches per 100 feet or .0781 inches per foot. For a run of 50 feet of straight pipe under these conditions, the total expansion at operating temperature is  $50 (.0781) = 3.905$  inches.

Hanger spacing must be close enough to prevent excessive sagging that overstresses pipe or interferes with drainage. Table II, page 86, lists maximum recommended spacing between supports for various sizes of pipe. For estimating purposes on piping 3" and larger a good rule of thumb for determining hanger spacing is pipe size in inches plus 10 to obtain allowable span in feet.

CHART III indicates a relationship between stress and deflection for a particular length of pipe when the pipe acts similar to a guided cantilever. Use the chart on page 87 to find the length necessary to absorb a given deflection and still remain within a particular stress range.

Material weights can be found on pages 80 to 97 of this catalog.

Now that we know what data are used when selecting pipe supports, we can proceed with the sample problem. For fast accurate hanging of pipes, follow these ten steps.

1. Draw a freehand isometric sketch of the piping system. A sketch similar to Fig. 1 is good. It is not necessary to draw it to exact scale, if proportions are approximate, results will be satisfactory.

2. Spot in hangers tentatively. First put in end hangers as near terminal connections as possible. Keeping hangers close prevents overloading connections on equipment. Locate hangers at or near any concentrated loads such as heavy valves, risers, etc. Pick up all horizontal bends to prevent any excessive overhang. Next, refer to Table II and space intermediate hangers so that recommended spacing is not exceeded for size pipe being hung.

3. Examine building framing in vicinity of hanger locations and adjust locations on sketch to minimize need for additional hanger supporting steel.

4. Check for possible interference with other piping and equipment.

5. Calculate distribution of weight of pipe. Use the simple and practical methods shown for distributing weights of vertical legs, bends, and for obtaining zero load at equipment flange.

6. Summarize hanger loadings in tabular form as shown. This will also provide a weight check of the piping system. It is also desirable to show the hanger loading on the isometric sketch.

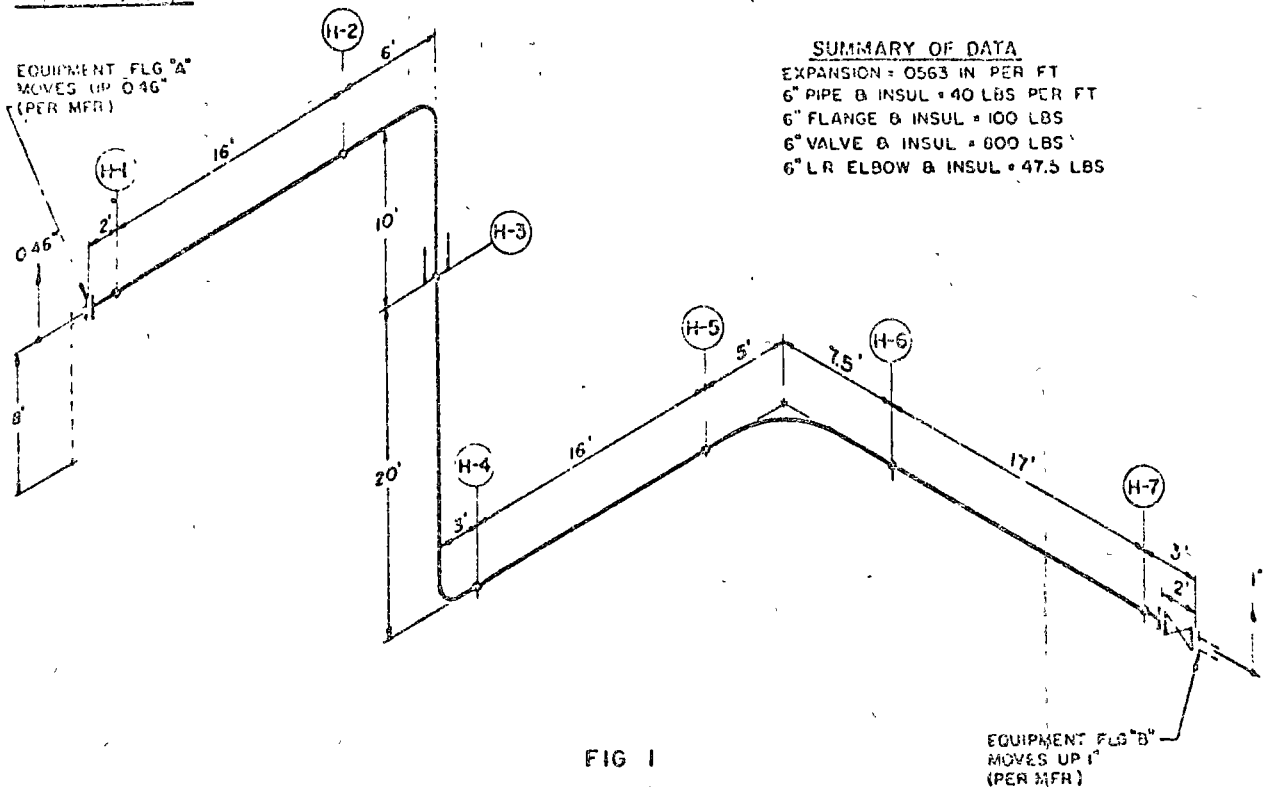
7. Calculate distribution of pipe expansion to each hanger. Select the method for this from those shown on page 85 based on the number of vertical legs. Follow calculation procedure shown. Establish movement of top and bottom of vertical legs first. Next, distribute this movement to hangers.

8. Calculate distribution of equipment vertical movement to each hanger. In some cases, the movement of the flange is given by the manufacturer. If information is not available, and unit operates hot, establish the amount of movement at unit flange, to which the pipe connects. Do this by taking the vertical distance of center of flange face from the point of no movement of the unit. This is the point where the unit is fastened to the cold structural steel or concrete. Multiply this distance by the expansion per foot at the operating temperature of the unit.

9. Summarize the hanger movements in tabular form, combining the movements due to pipe expansion with those due to equipment movement as shown. If required, the same principles may be used to determine horizontal movements. It is desirable to mark the movement of each hanger on the isometric sketch.

10. Now we have gathered sufficient data to select the proper hangers. Type hanger selected is based on position of support point with relation to supporting structure, interferences that must be cleared and amount of piping movement the hanger must accommodate. For use of constant and variable support spring hangers please refer to applicable sections of this catalog.

STEPS 1,2,3,4



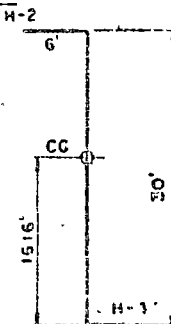
**SUMMARY OF DATA**  
 EXPANSION = 0.563 IN PER FT  
 6" PIPE & INSUL = 40 LBS PER FT  
 6" FLANGE & INSUL = 100 LBS  
 6" VALVE & INSUL = 800 LBS  
 6" L R ELBOW & INSUL = 47.5 LBS

FIG 1

LOCATING HANGER ON VERTICAL LEG

DETERMINE CENTER OF GRAVITY OF PORTION BETWEEN HANGERS H-2 & H-4 USING 3' BOTTOM LEG AS BASE

$$\begin{array}{r}
 0' \times 3 = 0 \\
 15' \times 30 = 450 \\
 30' \times 6 = 180 \\
 \hline
 39 \quad 630 \\
 \hline
 \frac{630}{39} = 16.16'
 \end{array}$$



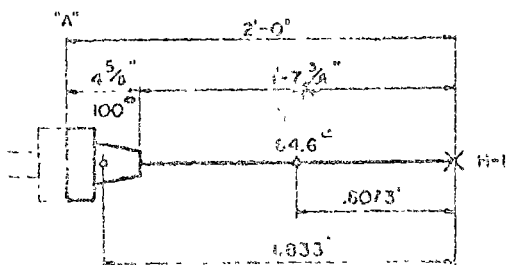
IT WOULD NOT BE DESIRABLE TO PLACE THE HANGER AT THE CENTER OF GRAVITY BECAUSE THE HANGER WOULD ACT AS A PIVOT POINT FOR THE VERTICAL LEG AND WOULD NOT RESIST SWAY.

PLACING THE HANGER BELOW THE CENTER OF GRAVITY WOULD TEND TO CREATE AN UNSTABLE TURN-OVER CONDITION

THE MOST DESIRABLE LOCATION WOULD BE ABOVE THE CENTER OF GRAVITY THEREFORE H-3 IS ARBITRARILY PLACED 20' ABOVE BASE

STEP 5

DISTRIBUTION OF WEIGHT BETWEEN EQUIPMENT FLANGE "A"

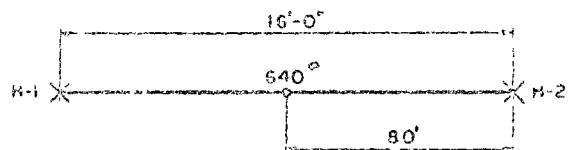


TAKING MOMENTS ABOUT H-1

FT.	X	LBS.	"	FT.-LBS.
.8073		646	"	522
1.833		1000	"	1833
		1646		2355

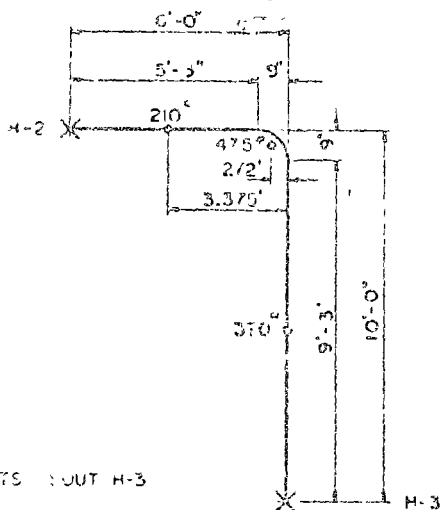
REACTION @ FLG "A" =  $\frac{2355}{20} = 117.8$  LBS.  
 REACTION @ H-1 =  $64.6 - 117.8 = 46.8$  LBS.

DISTRIBUTION OF WEIGHT BETWEEN H-1 & H-2



REACTIONS H-1 & H-2 =  $\frac{640}{2} = 320$  LBS

DISTRIBUTION OF WEIGHT BETWEEN H-2 & H-3



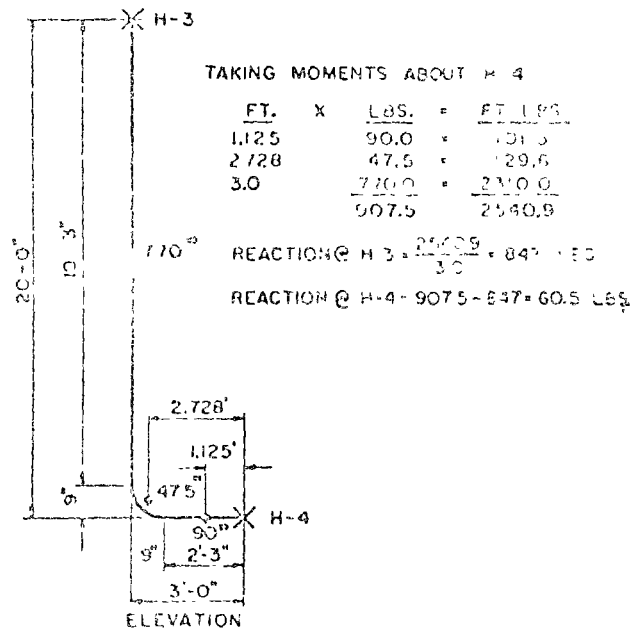
TAKING MOMENTS ABOUT H-3

FT.	X	LBS.	"	FT.-LBS.
0.0		5000	"	0
2.72		475	"	129
3.375		2100	"	708.8
		627.5		721.7

REACTION @ H-2 =  $\frac{721.7}{6.0} = 120.3$  LBS  
 REACTION @ H-3 =  $627.5 - 120.3 = 507.2$  LBS

ELEVATION

DISTRIBUTION OF WEIGHT BETWEEN H-3 & H-4



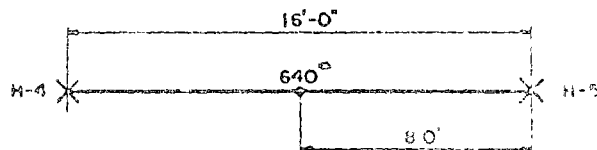
TAKING MOMENTS ABOUT H-4

FT.	X	LBS.	"	FT.-LBS.
1.125		90.0	"	101.3
2.728		47.5	"	129.6
3.0		770.0	"	2310.0
		907.5		2540.9

REACTION @ H-3 =  $\frac{2540.9}{3.0} = 847.0$  LBS  
 REACTION @ H-4 =  $907.5 - 847.0 = 60.5$  LBS

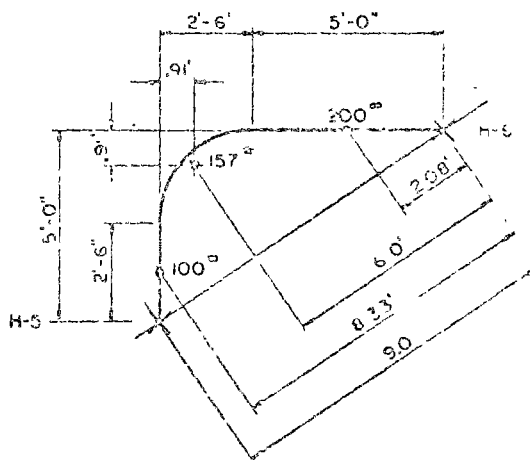
ELEVATION

DISTRIBUTION OF WEIGHT BETWEEN H-4 & H-5



REACTION @ H-4 & H-5 =  $\frac{640}{2} = 320$  LBS

DISTRIBUTION OF WEIGHT BETWEEN H-5 & H-6



TAKING MOMENTS ABOUT H-6

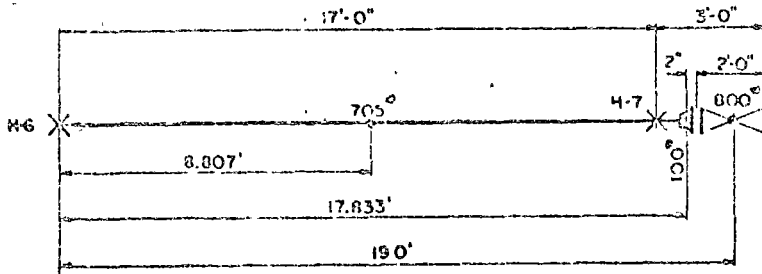
FT.	X	LBS.	"	FT.-LBS.
2.08		200	"	416.0
1.00		157	"	157.0
8.33		100	"	833.0
		457		2434.0

REACTION @ H-5 =  $\frac{2434}{9.0} = 270.4$  LBS.  
 REACTION @ H-6 =  $457 - 270.4 = 186.6$  LBS

**SELECTING PIPE SUPPORTS**

**STEP 5 (CON'T.)**

DISTRIBUTION OF WEIGHT BETWEEN H-6 & H-7 TO MAINTAIN ZERO REACTION ON FLANGE "B"



TAKING MOMENTS ABOUT H-6

FT	X	LBS.	=	FT-LBS.
8.807		705	=	6210
17.833		100	=	1783
19.0		800	=	15200
		1605		23193

REACTION @ H-7 =  $\frac{23193}{17.0} = 1364$  LBS

REACTION @ H-6 =  $1605 - 1364 = 241$  LBS.

**STEP 6**

**SUMMARY OF HANGER LOADINGS**

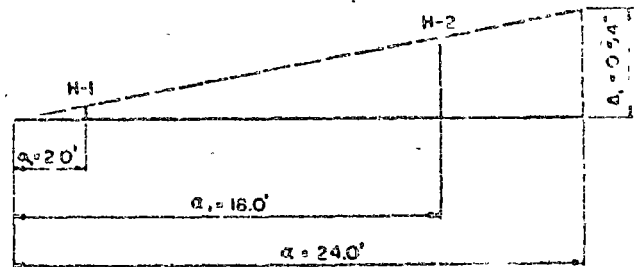
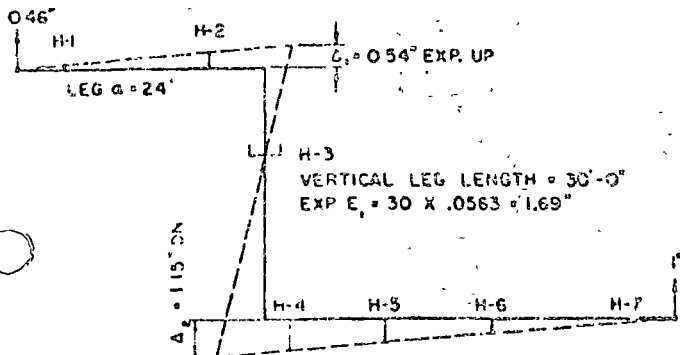
HANGER MARK	R E A C T I O N S							HANGER LOAD
	A TO H-1	H-1 TO H-2	H-2 TO H-3	H-3 TO H-4	H-4 TO H-5	H-5 TO H-6	H-6 TO H-7	
FLANGE "A"	1178							1178
H-1	46.8	320.0						366.8
H-2		320.0	120.3					440.3
H-3			507.2	847.0				1354.2
H-4				60.5	320.0			380.5
H-5					320.0	243.4		563.4
H-6						213.6	241.0	454.6
H-7							1364.0	1364.0
FLANGE "B"							0.0	0.0
							<b>TOTAL</b>	<b>5041.6</b>

**STEP 7**

DISTRIBUTION OF VERTICAL EXPANSION TO HANGERS

FLATTEN OUT PIPE SHAPE INTO ONE PLANE AND ESTABLISH MOVEMENT AT TOP AND BOTTOM OF VERTICAL LEG USE METHOD FOR ONE VERTICAL LEG SHOWN ON PAGE 85

USING CASE 2 FORMULA ON PAGE 85 DETERMINE DISTRIBUTION OF MOVEMENT AT TOP OF VERTICAL LEG H-1 & H-2

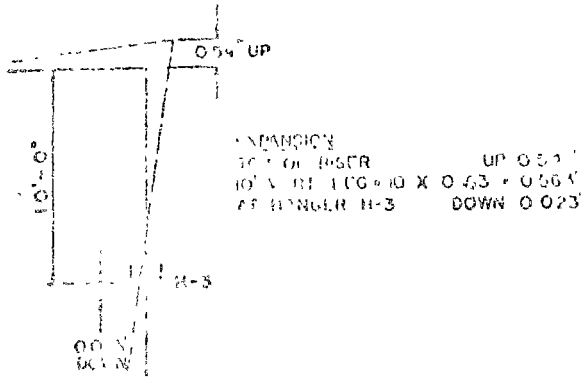


$\Delta_1 = \frac{a E_1}{a + b} = \frac{24 \times 169}{24 + 51.5} = 0.54" \text{ UP}$

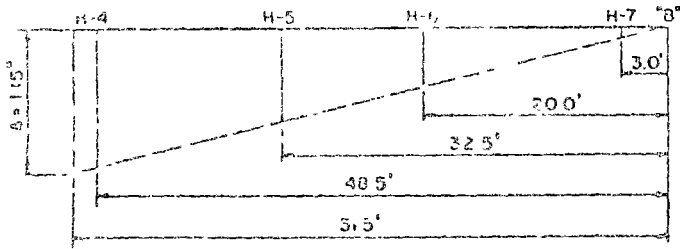
$\Delta_1 = \frac{a_1 b_1}{a}$   
 $\Delta_1 @ H-1 = \frac{20 \times 0.54}{24.0} = 0.45"$

STEP 7 (CON'T)

MOVEMENT AT HANGER H-3



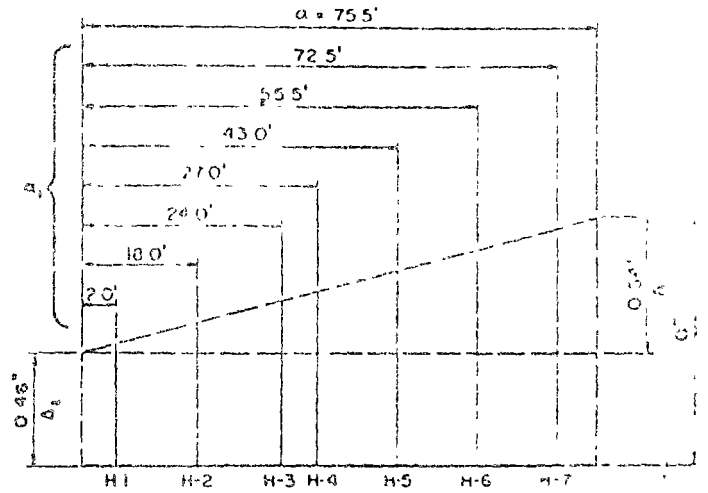
USING CASE 2 FORMULA ON PAGE 85 DETERMINE DISTRIBUTION OF MOVEMENT AT BOTTOM OF VERTICAL LEG TO HANGERS H-4, H-5, H-6 & H-7



$\Delta_1 @ H-4 = 50.5 \times 115 - 51.5 = 1.082''$  DOWN  
 $\Delta_1 @ H-5 = 22.5 \times 115 - 51.5 = 0.725''$  DOWN  
 $\Delta_1 @ H-6 = 20.0 \times 115 - 51.5 = 0.447''$  DOWN  
 $\Delta_1 @ H-7 = 3.0 \times 115 - 51.5 = 0.067''$  DOWN

STEP 8

USING CASE 3 FORMULA ON PAGE 85 DETERMINE DISTRIBUTION OF EQUIPMENT VERTICAL MOVEMENT TO HANGERS



$\Delta_2 = \frac{a_1 \Delta}{L} + \Delta_1$

$\Delta_2 @ H-1 = \frac{2 \times 0.54}{75.5} + 0.46 = 0.014 + 0.46 = 0.47''$  UP  
 $\Delta_2 @ H-2 = \frac{18 \times 0.54}{75.5} + 0.46 = 0.129 + 0.46 = 0.58''$  UP  
 $\Delta_2 @ H-3 = \frac{24 \times 0.54}{75.5} + 0.46 = 0.172 + 0.46 = 0.63''$  UP  
 $\Delta_2 @ H-4 = \frac{27 \times 0.54}{75.5} + 0.46 = 0.193 + 0.46 = 0.65''$  UP  
 $\Delta_2 @ H-5 = \frac{43 \times 0.54}{75.5} + 0.46 = 0.308 + 0.46 = 0.77''$  UP  
 $\Delta_2 @ H-6 = \frac{55.5 \times 0.54}{75.5} + 0.46 = 0.397 + 0.46 = 0.86''$  UP  
 $\Delta_2 @ H-7 = \frac{72.5 \times 0.54}{75.5} + 0.46 = 0.518 + 0.46 = 0.98''$  UP

STEP 9

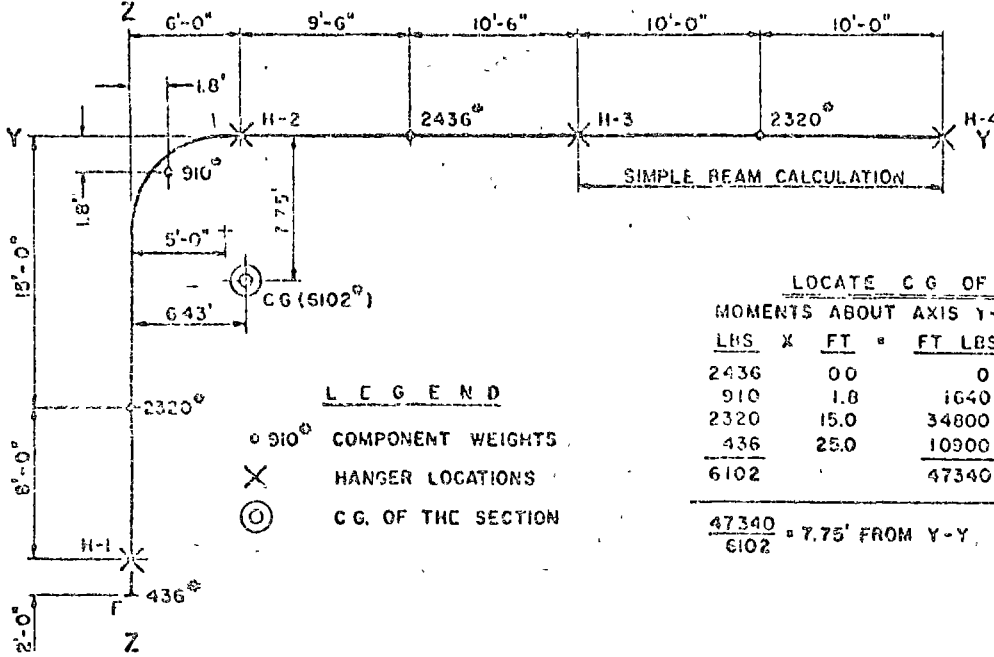
SUMMARY OF HANGER MOVEMENTS  
(FROM STEP 7 AND STEP 8)

HANGER MARK	EXPANSION MOVEMENT	EQUIPMENT MOVEMENT	RESULTANT HANGER MOVEMENT
H-1	+0.05"	+0.47"	+0.52"
H-2	+0.41"	+0.58"	+0.99"
H-3	-0.02"	+0.63"	+0.61"
H-4	-1.08"	+0.65"	-0.43"
H-5	-0.73"	+0.77"	+0.04"
H-6	-0.45"	+0.86"	+0.41"
H-7	-0.07"	+0.98"	+0.91"

(+) DENOTES UP MOVEMENT; (-) DENOTES DOWN MOVEMENT

SAMPLE WEIGHT-BALANCE LOAD CALCULATION

THE FOLLOWING EXAMPLE IS USED TO ILLUSTRATE THE CENTER OF GRAVITY METHOD FOR DETERMINING HANGER LOADINGS. THIS METHOD IS VERY USEFUL FOR LOCATING HANGERS AND DETERMINING HANGER LOADS WHERE LOADINGS ON EQUIPMENT FLANGES MUST EQUAL ZERO OR NOT EXCEED A SPECIFIED LIMIT.



**LEGEND**  
 ○ 910 COMPONENT WEIGHTS  
 X HANGER LOCATIONS  
 ⊙ C.G. OF THE SECTION

LOCATE C.G. OF LOAD F, H-1, H-2, H-3

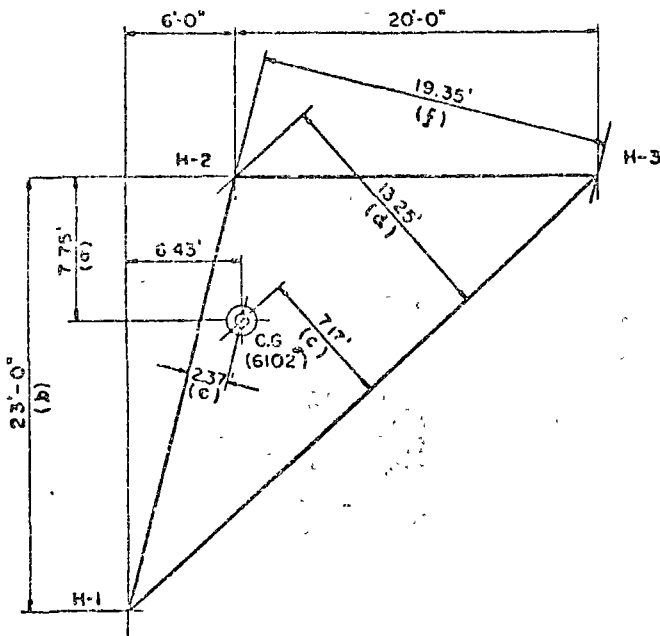
MOMENTS ABOUT AXIS Y-Y			MOMENTS ABOUT AXIS Z-Z		
LBS	X FT	FT LBS	LBS	X FT	FT LBS
2436	0.0	0	2756	0.0	0
910	1.8	1640	910	18	1640
2320	15.0	34800	2436	15.5	37700
436	25.0	10900			
<b>6102</b>		<b>47340</b>	<b>6102</b>		<b>39340</b>

$\frac{47340}{6102} = 7.75'$ FROM Y-Y	$\frac{39340}{6102} = 6.43'$ FROM Z-Z
---------------------------------------	---------------------------------------

CASE 1 - THREE HANGERS WITH ZERO REACTION AT TERMINAL FLANGE "F".

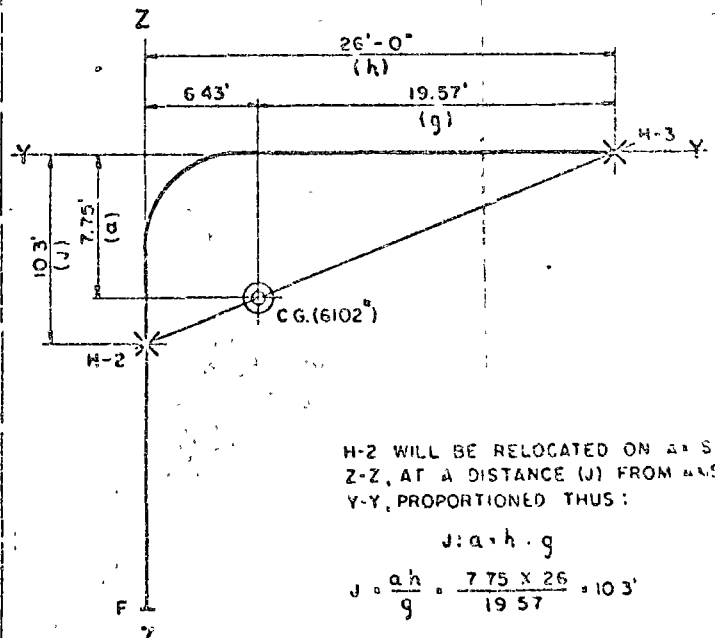
CONSTRUCT THE TRIANGLE H-1, H-2, H-3 SUPERIMPOSING LOCATION OF CG AND CALCULATE REACTIONS AT H-1, H-2 & H-3



REACTION AT H-1 =  $\frac{a}{b} \times 6102 = \frac{7.75}{23} \times 6102 = 2055$  LBS  
 H-2 =  $\frac{c}{d} \times 6102 = \frac{7.17}{13.25} \times 6102 = 3301$  LBS  
 H-3 =  $\frac{e}{f} \times 6102 = \frac{2.37}{19.35} \times 6102 = 746$  LBS  
 F = 0 LBS  
 6102 LBS

CASE 2 - TWO HANGERS WITH ZERO REACTION AT TERMINAL FLANGE "F".

H-1-ELIMINATED  
 H-2-RELOCATED  
 H-3-REMAINING IN SAME POSITION



H-2 WILL BE RELOCATED ON THE Z-Z, AT A DISTANCE (J) FROM THE Y-Y, PROPORTIONED THUS:

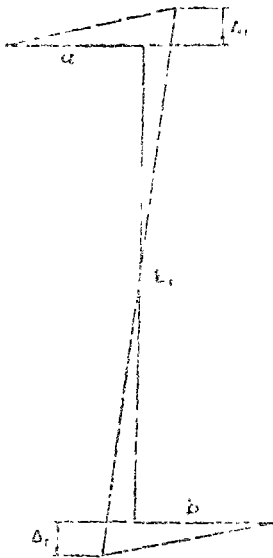
$J = \frac{a \cdot h}{g} = \frac{7.75 \times 26}{19.57} = 10.3'$

REACTION AT H-2 =  $\frac{19.57}{26} \times 6102 = 4595$  LBS  
 H-3 =  $\frac{6.43}{26} \times 6102 = 1507$  LBS  
 6102 LBS

SIMPLIFIED METHOD FOR APPROXIMATING PIPING MOVEMENTS

ESTABLISHING MOVEMENTS AT TOP AND BOTTOM OF VERTICAL LEGS

FOR COMPLEX PIPING SYSTEMS FLATTEN OUT PIPE SHAPE INTO ONE PLANE AND COMBINE ADJACENT HORIZONTAL LEGS

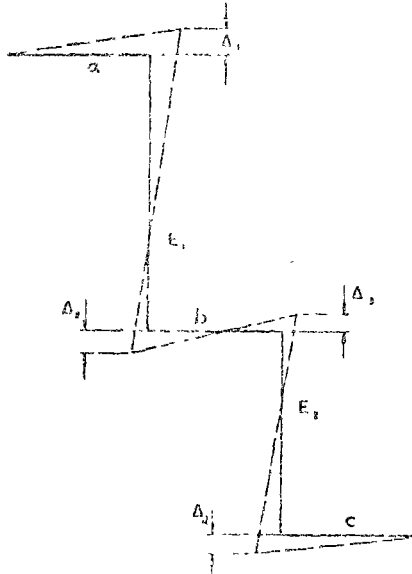


ONE VERTICAL LEG

$$\Delta_1 = \frac{a E_1}{a+b}$$

$$\Delta_2 = E_1 - \Delta_1$$

a, b, c REPRESENT HORIZONTAL LEG IN FEET  
 E<sub>1</sub>, E<sub>2</sub>, E<sub>3</sub> REPRESENT VERTICAL LEG EXPANSION IN INCHES



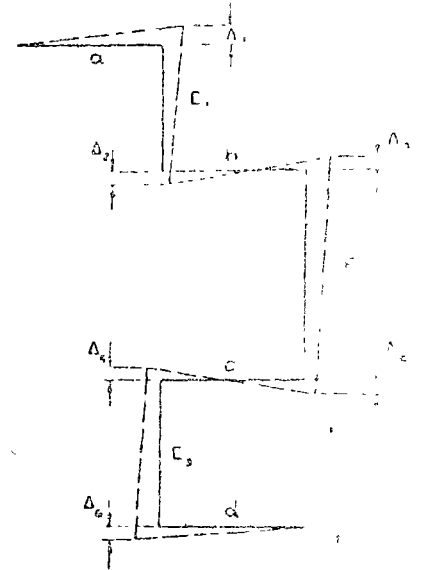
TWO VERTICAL LEGS

$$\Delta_1 = \frac{a (E_1 + E_2)}{a+b+c}$$

$$\Delta_2 = E_1 - \Delta_1$$

$$\Delta_3 = \frac{c (E_1 + E_2)}{a+b+c}$$

$$\Delta_4 = E_2 - \Delta_3$$



THREE VERTICAL LEGS

$$\Delta_1 = \frac{a (E_1 + E_2 + E_3)}{a+b+c+d}$$

$$\Delta_2 = E_1 - \Delta_1$$

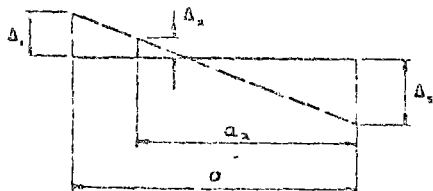
$$\Delta_3 = \frac{(a+b) \Delta_1}{a} - E_2$$

$$\Delta_4 = E_2 - \Delta_3$$

$$\Delta_5 = \frac{d (E_1 + E_2 + E_3)}{a+b+c+d}$$

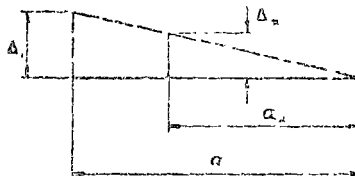
$$\Delta_6 = E_3 - \Delta_5$$

DISTRIBUTING VERTICAL MOVEMENT TO INTERMEDIATE POINTS ON HORIZONTAL LEGS



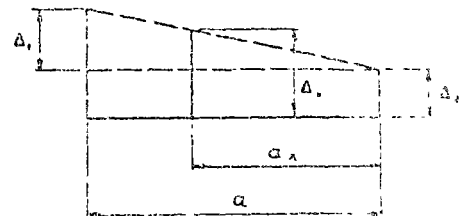
CASE 1

$$\Delta_2 = \frac{a_2 (\Delta_1 + \Delta_2) - a \Delta_1}{a}$$



CASE 2

$$\Delta_2 = \frac{a_2 \Delta_1}{a}$$



CASE 3

$$\Delta_2 = \frac{a_2 \Delta_1}{a} + \Delta_2$$

NOTE: IF  $\Delta_2$  IS PLUS (+) MOTION IS UP  
 IF  $\Delta_2$  IS MINUS (-) MOTION IS DOWN

ALL CASES MAY BE SOLVED GRAPHICALLY BY DRAWING DEFLECTIONS TO FULL SIZE AND THE LENGTH OF HORIZONTAL LEGS AND LOCATION OF HANGERS TO SOME CONVENIENT SCALE

**TABLE I**  
THERMAL EXPANSION OF PIPE MATERIALS  
INCHES PER FOOT - FROM 70°

SATURATION GAGE PRESSURE		Temp. °F.	Carbon-Carbon-Moly Low Chrome-Moly (Thru 3% Cr)	Intermediate Alloy Steels (5 thru 9 CrMO)	Austenitic Stainless Steels	Straight Chromium Stainless Steels 12Cr, 17Cr, 27Cr
Vacuum in. of Mercury	Press. psi					
29.18	-	70	0.00	0.00	0.00	0.00
27.99	-	100	.0022	.0021	.0033	.0019
22.35	-	150	.0060	.0057	.0089	.0052
6.46	-	200	.0099	.0093	.0146	.0085
	15.1	250	.0140	.0131	.0203	.0120
	52.3	300	.0182	.0170	.0261	.0156
	119.9	350	.0225	.0210	.0321	.0192
	232.6	400	.0270	.0250	.0380	.0230
	407.0	450	.0316	.0292	.0440	.0269
	666.1	500	.0362	.0335	.0501	.0308
	1030	550	.0411	.0379	.0562	.0349
	1526	600	.0460	.0424	.0624	.0390
	2193	650	.0511	.0469	.0687	.0431
	3079	700	.0563	.0514	.0750	.0473
		750	.0616	.0562	.0815	.0516
		800	.0670	.0610	.0880	.0560
		850	.0725	.0658	.0946	.0604
		900	.0781	.0707	.1012	.0649
		950	.0835	.0756	.1080	.0694
		1000	.0889	.0806	.1148	.0740
		1050	.0946	.0855	.1216	.0785
		1100	.1004	.0905	.1284	.0831
		1150	.1057	.0952	.1352	.0875
		1200	.1110	.1000	.1420	.0920
		1250	.1166	.1053	.1488	.0965
		1300	.1222	.1106	.1556	.1011
		1350	.1278	.1155	.1624	.1056
		1400	.1334	.1205	.1692	.1101

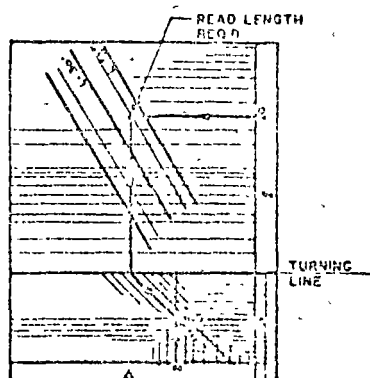
**TABLE II**  
MAXIMUM RECOMMENDED SPACING BETWEEN PIPE SUPPORTS

Nominal Pipe Size Inches	Maximum Span Feet
1	7
1½	9
2	10
2½	11
3	12
3½	13
4	14
5	16
6	17
8	19
10	22
12	23
14	25
16	27
18	28
20	30
24	32

Examples on the use of CHART III

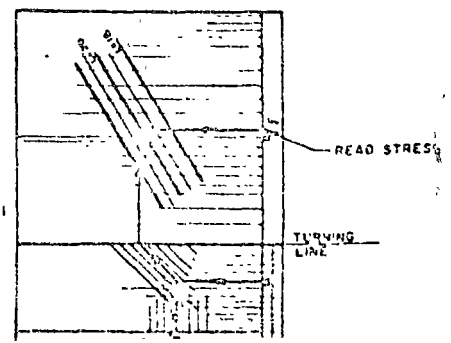
**EXAMPLE 1.**

GIVEN:  
 $\Delta = 2"$   
 NOM PIPE = 6"  
 STRESS ALLOW = 20,000 PSI  
 FIND:  
 LEG REQUIRED TO ABSORB MOVEMENT  
 SOLUTION: READ L = 23'



**EXAMPLE 2.**

GIVEN:  
 $\Delta = 1"$   
 NOM PIPE = 6"  
 L = 20'  
 TO FIND:  
 APPROXIMATE AREA OF STRESS  
 SOLUTION: READ  $f = 10,400$  PSI





PIPE DEFLECTION AND STRESS CHART

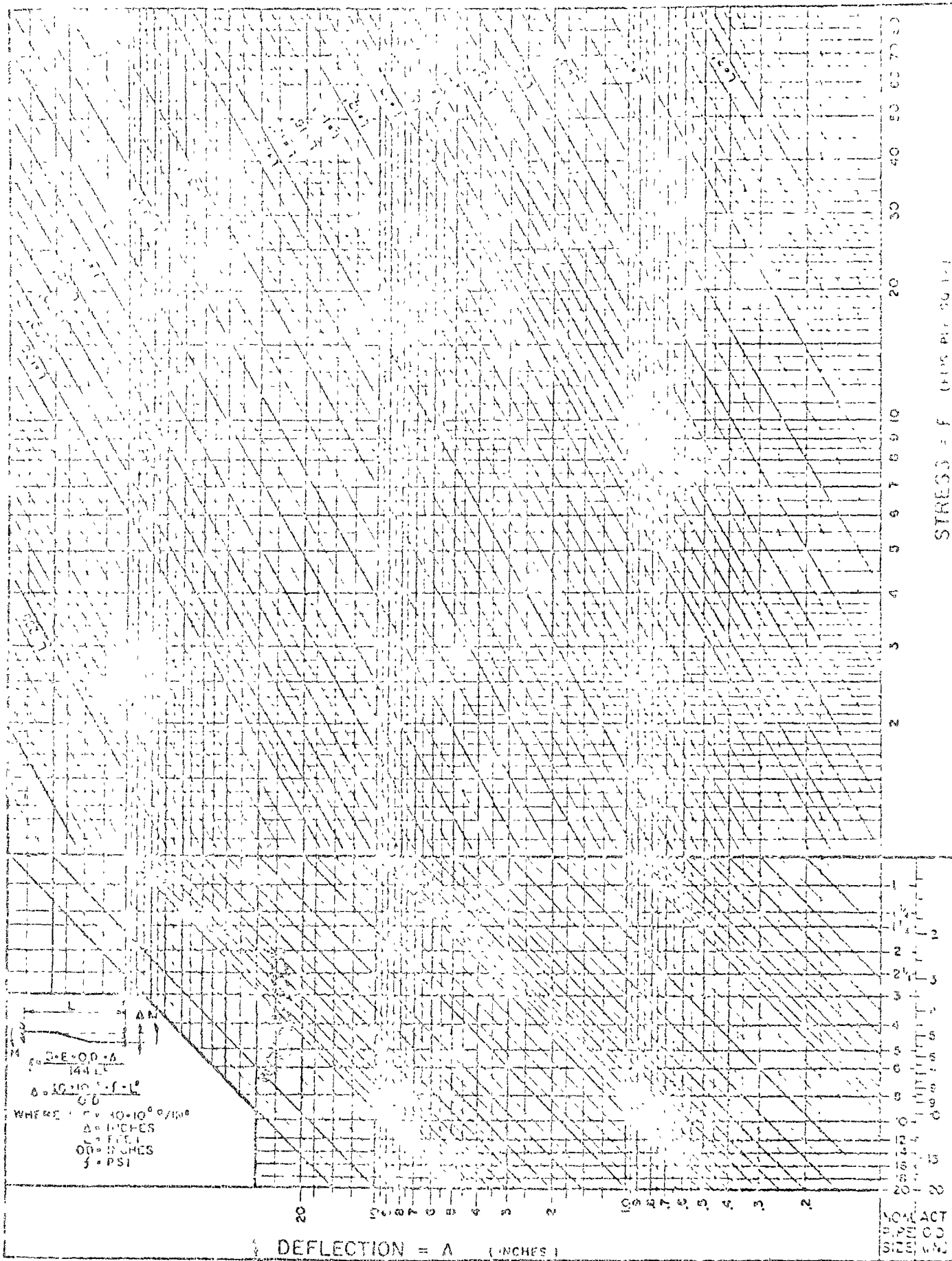


CHART III

## GENERAL NOTES

A step in the design of piping supports is calculation of the weight of the piping to be supported. This will necessarily include weight of pipe, water or other fluid being transported, fittings, flanges, valves, insulation and any other related items the weights of which are also to be supported as part of the piping system.

Pipe material weights are shown in bold face type in the tables on pages 89 thru 97. The weights are subject to tolerances of applicable manufacturing specifications.

Weights of insulation are shown for both calcium silicate and for conventional 85% magnesia alone or in combination with diatomaceous silica. Weights are based on the density of 11 pounds per cubic foot for calcium silicate and 85% magnesia and on 21 pounds per cubic foot for diatomaceous silica. Weights shown include approximate weights of canvas, cement, paint, wire and bands but not weatherproof or other special protection. Weights of other compositions of pipe covering will vary and should be obtained from the insulation manufacturer. Add weight of weatherproof protection where specified. Weights shown for insulation are related to conventional thickness recommendations by insulation manufacturers and do not necessarily agree with insulation specifications for a particular job. Insulation specifications should be reviewed prior to development of final weights of piping.

To determine weights of insulation to be added to weights of flanges, valves and fittings, multiply weight per foot of pipe covering by appropriate factor shown in lightface subscript.

Weights shown for butt welding reducers are for one pipe size reduction.

Weights of 125 and 250 pound cast iron valves are for valves with standard flange ends. Weights of steel valves are for welding end type. To calculate weights of flanged end steel valves, add tabulated weight of valve to weight of two corresponding slip-on flanges.

Valve weights vary between particular manufacturer's designs. Weights shown herein are approximate only and do not include weights of electric motor operators or other devices which may be specified for particular valves. It is suggested that wherever possible, valve weights should be obtained from the manufacturer of the particular valves which are to be installed in the piping.

# MSS

STANDARD PRACTICE 90-33  
91-33

1967  
Edition

## PIPE HANGERS AND SUPPORTS— MATERIALS AND DESIGN

PROPERTY OF  
EDWARDS & KELCEY

Developed and Approved  
by the  
Manufacturers Standardization Society  
of the  
Valve and Fittings Industry  
1815 North Fort Myer Drive  
Arlington, Virginia 22209

### APPENDICE 3

Originally Approved September, 1959

## FOREWORD

The requirements of this standard were developed by a cooperative effort of representatives of pipe hanger manufacturers. They are based on the best practice current at this time and on proven results of the research and experience of this industry.

All MSS standards approved and practices recommended are advisory only. There is no agreement to adhere to any MSS standard or recommended practice and their use by anyone is entirely voluntary. These standards are not copyrighted and may be used at will.

PIPE HANGERS AND SUPPORTS  
MATERIALS AND DESIGN

1. Scope:

- 1.1 This standard establishes the material, design and fabrication criteria to be used in the manufacture of standard types of pipe hanger components meeting the minimum design working loads and temperature ratings established in Table I.
- 1.2 This standard also establishes design criteria applicable to working loads and/or temperatures exceeding the minimum requirements of Table I.
- 1.3 This standard includes design criteria for springs and design characteristics for spring hangers.
- 1.4 Use of these products must conform to codes, such as USAS B31, Code for Pressure Piping, or local building codes where applicable.
- 1.5 Recommended selection and application of these products is provided in MSS SP-69.

2. Objectives:

- 2.1 To serve as a guide to proven industry practice with respect to pipe hanger design and fabrication.
- 2.2 To enable the user (by reference to this document) to specify a minimum level of acceptance for pipehanger design and performance.
- 2.3 To serve as a companion document to MSS SP-69 which provides recommendations for the selection and application of the types illustrated in Fig. 1, Type Chart. Hangers and supports shown on the Type Chart indicate general type only and manufacturer's other standard

products shall be acceptable under this standard if they meet dimensional and load rating limitations set forth in subsequent requirements.

3. Material Standards:

- 3.1 All materials used in manufacturing hangers and supports shall be capable of meeting the respective standard specifications listed in Table 2 with regard to tests and physical and chemical properties.
- 3.2 Hangers and supports made of these materials shall be designed to meet the requirements of the service conditions.

4. Allowable Stresses and Temperature:

- 4.1 Allowable stresses for materials commonly used in the design of pipe hangers and supports are listed in Table 2. Materials may not be used above the highest temperature for which a stress value appears.
- 4.2 Allowable stresses for materials with established minimum tensile strength other than those listed in Table 2 shall be limited to values that result in a minimum factor of safety of five for the complete assembly in which the material is used.
- 4.3 Steel materials without established minimum tensile strength, may be used at temperatures not exceeding 650F, provided the stress does not exceed 12000 psi, and at 750F, provided the stress does not exceed 10700 psi (interpretation permitted).
- 4.4 Threaded members making up an assembly that may be done either entirely or partially in the field shall have a 25%

TABLE I  
MINIMUM DESIGN WORKING LOAD RATINGS,  
POUNDS<sup>1</sup>

Applicable to all components of complete assembly; including pipe attachment, rod, fixtures and building attachment.

Pipe or Tube Size, in.	Ratings at Normal Temperature Range <sup>2</sup> , lbs.
3/8	150
1/2	150
3/4	150
1	150
1 1/4	150
1 1/2	150
2	150
2 1/2	170
3	210
3 1/2	250
4	300
5	400
6	530
8	760
10	1120
12	1430
14	1710
16	2030
18	2580
20	2920
24	4180

- Notes:
1. See Paragraph 4.2.
  2. Normal temperature range is -20 to 650°F for carbon steel and -20 to 450°F for cast and malleable iron (See Par. 4.5).
  3. Minimum design ratings are based on supporting 15'-0" of standard weight steel pipe filled with water, on continuous spans without insulation, concentrated loads such as valves or risers, and with a minimum load rating of 150 lbs.
  4. For loads greater than those tabulated, hanger component load ratings shall be established by the manufacturer, provided design is in accordance with all criteria as outlined in this document.
  5. Pipe attachment ratings for temperature ranges between 650 and 750°F shall be reduced by the ratio of allowable stress at service temperature to the allowable stress at 650°F.
  6. For services over 750°F, attachments in direct contact with the pipe shall be designed to allowable stresses listed in Table 2.

reduction made in allowable stress, using root thread area as a base. Threaded members that are completely assembled and load-rated by the manufacturer as a part of a production procedure need not be subjected to the 25% stress reduction. Strengths shall be based on root thread area with full allowable stress.

- 4.5 Design temperatures for parts of hangers and supports in direct contact with pipe shall be that temperature of the contained fluid. Parts of hangers and supports not in direct contact with pipe and exterior to any insulation may be designed for one third (1/3) fluid temperature or ambient temperature, whichever is greater.

#### 5. Specific Material Requirements

- 5.1 Steel hangers and supports may be manufactured by rolling, forming, casting, forging or welding fabrication methods.

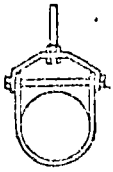
- 5.1.1 Rolled products shall consist of "as rolled" material that is used essentially unchanged except as cut, drilled or threaded.

- 5.1.2 Formed products shall consist of "as rolled" material that is changed by some forming operation. Material may be cold formed up to 1/2" thickness in the plane of forming provided the bend radius on the inside is not less than one stock thickness. Material shall be hot formed above 1/2" thickness in plane of bend unless mean radius is at least five times stock thickness.

- 5.1.3 Cast products shall be designed according to good practice with due attention given to avoidance of internal shrink voids. If castings are intended for use as part of a welding fabrication they shall be subject to the limitations and notes pertaining to weldability contained in ASTM Spec. A216 or A27, whichever applies.



FIG. 1. TYPE CHART



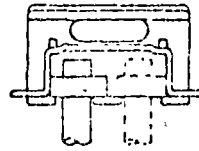
ADJ. STEEL CLEVIS  
TYPE-1



ADJ. STEEL BAND HGR.  
TYPE-7



STEEL TURNBUCKLE  
TYPE-13



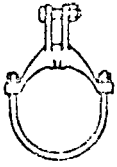
STEEL CONCRETE  
INSERT  
TYPE-19



TOP 1-BEAM CLAMP  
TYPE-25



LIGHT WELDED STEEL  
BRACKET  
TYPE-31



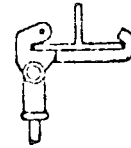
ALLOY STEEL PIPE CLAMP  
TYPE-2



EXTENSION PIPE OR  
RISER CLAMP  
TYPE-8



STEEL CLEVIS  
TYPE-14



SIDE 1-BEAM OR CHANNEL  
CLAMP  
TYPE-20



LONG CLIP  
TYPE-26



MEDIUM WELDED STEEL  
BRACKET  
TYPE-32



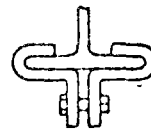
STEEL DOUBLE BOLT  
PIPE CLAMP  
TYPE-3



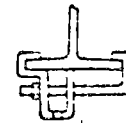
ADJ. BAND HGR.  
TYPE-9



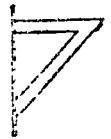
ADJ. TURNBUCKLE  
TYPE-15



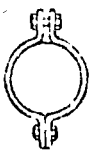
CENTER 1-BEAM  
TYPE-21



SIDE 1-BEAM CLAMP  
TYPE-27



HEAVY WELDED STEEL  
BRACKET  
TYPE-33



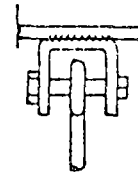
STEEL PIPE CLAMP  
TYPE-4



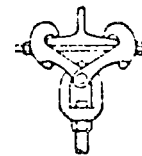
ADJ. SWIVEL RING  
BAND TYPE  
TYPE-10



SOCKET ONLY FOR  
SPLIT RING  
TYPE-16



WELDED ATTACHMENT  
TYPE-22  
AS SHOWN OR  
INVERTED LESS BOLT



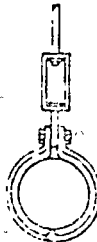
STEEL 1-BEAM CLAMP  
W/EYE NUT  
TYPE-28



SIDE BEAM BRACKET  
TYPE-34



ADJ. SWIVEL PIPE RING,  
SOLID RING TYPE  
TYPE-5



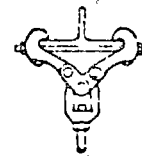
SPLIT PIPE RING W/ADJ.  
TURNBUCKLE ADJ.  
TYPE-11



STEEL WELDLESS  
EYE NUT  
TYPE-17



C-CLAMP  
TYPE-23



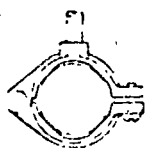
STEEL W. F. CLAMP  
W/EYE NUT  
TYPE-29



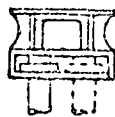
ADJUSTABLE SADDLE  
TYPE-35



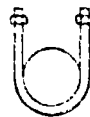
ADJ. SWIVEL PIPE RING,  
SPLIT RING TYPE  
TYPE-6



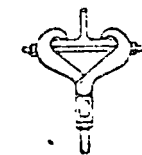
EXTENSION SPLIT  
PIPE CLAMP  
HINGED OR FACE BOLT  
TYPE-12



MALLEABLE CONCRETE  
INSERT  
TYPE-18



U-BOLT  
TYPE-24



MALLEABLE BEAM CLAMP  
W/EXTENSION PIECE  
TYPE-30



PIPE SADDLE SUPPORT  
TYPE-36



FIG. 1. TYPE CHART



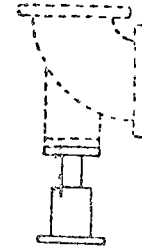
PIPE STATION SADDLE  
TYPE-37



SINGLE PIPE ROLL  
TYPE-41



ADJ. PIPE ROLL  
TYPE-47



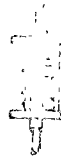
VARIABLE SPRING  
BASE SUPPORT  
TYPE-52



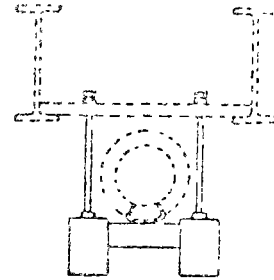
ADJ. PIPE SADDLE SUPPORT  
TYPE-38



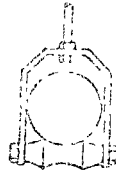
MALLEABLE IRON-STEEL  
ADJ. SWIVEL PIPE ROLL  
TYPE-42



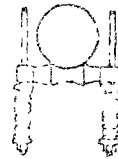
SPRING CUSHION  
TYPE-48



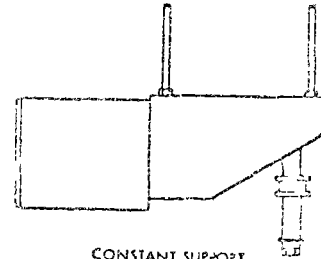
VARIABLE SPRING  
TRAPEZE HANGER  
TYPE-53



ADJ. ROLLER HANGER  
TYPE-45



SPRING CUSHION ROLL  
TYPE-49



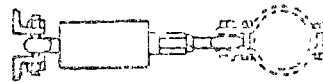
CONSTANT SUPPORT  
HORIZONTAL TYPE  
TYPE-54



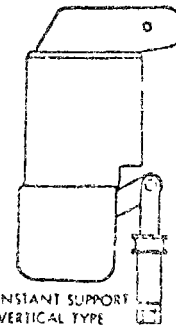
STEEL PIPE COVERING  
PROTECTION SADDLE  
TYPE-37A



PIPE ROLL COMPLETE  
TYPE-44



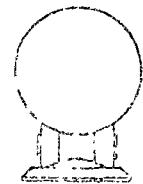
SPRING SWAY BRACE  
TYPE-50



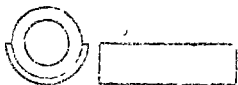
CONSTANT SUPPORT  
VERTICAL TYPE  
TYPE-55



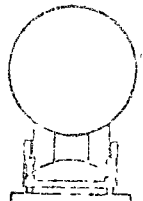
STEEL PIPE COVERING  
PROTECTION SADDLE  
TYPE-37B



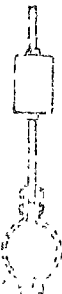
PIPE ROLL & FLANGE  
TYPE-43



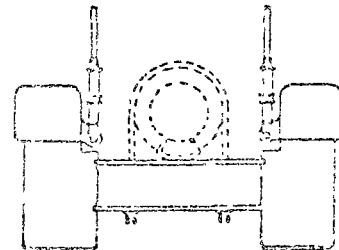
PROTECTION SHIELD  
TYPE-40



ADJ. PIPE ROLL & BASE  
TYPE-46



VARIABLE SPRING  
HANGER  
TYPE-51



CONSTANT SUPPORT  
TRAPEZE TYPE  
TYPE-56

- 5.1.4 Forged products shall be designed in accordance with the acceptable commercial practice for the forging method used.
- 5.1.5 Welding fabrication<sup>1</sup> shall be designed and proportioned in accordance with good engineering practice as prescribed by the American Welding Society or other recognized authorities.
- 5.2 Wrought iron hangers and supports or parts thereof may be made by the same methods as forged steel products, provided due attention is given to the selection of material so the direction of bend is at right angles to the direction of rolling. The same limitations of bending and thickness of steel apply to wrought iron.
- 5.3 Cast iron hangers and supports or parts thereof shall be subject only to compression loads.
- 5.4 Malleable iron hangers and supports or parts thereof shall be limited to design temperature of 450°F.
- 5.5 Hanger and supports may be made of materials other than mentioned in the preceding paragraphs provided that the suitability and safety of the material for the proposed service can be demonstrated by the manufacturer.

## 6. Protective Coatings for Corrosion, Abrasion and Electrolytic Resistance:

- 6.1 Metallic Coatings for corrosion resistance may be applied by either electroplating or hot dipping.
- 6.1.1 Electro-plating shall be in accordance with ASTM Specifications for the specific coating used. Plating thicknesses

less than .0002" shall not be used for corrosion protection, as porosity is inherent in very thin coatings.

To avoid difficulty in assembling threaded parts that are plated, it is recommended that female machine threads be tapped oversize by an amount equal to four times the max. plating thickness. It is not permissible to rethread male parts after plating. It is standard practice for female threads to be uncoated.

- 6.1.2 Hot dip galvanizing shall be done in accordance with the applicable ASTM Specs. A-123, A-153, A-154, A-335, or A-386. To avoid difficulty in assembling threaded parts it is recommended that male parts be shaken, spun or hand brushed to remove spelter lumps from the threads, and that female machine threads be tapped as specified in Part 10 of ASTM Spec. A-335.

- 6.2 Non-metallic coatings shall be of types selected for specific purposes. Coatings shall be applied by acceptable practices for the type involved. Thickness shall be determined by nature of product coated and/or service conditions. In general, only such coatings as have good adhesive quality, namely, that do not lift, peel or chip when scratched and that will withstand reasonable rough handling should be used.

Non-metallic coatings are not suitable for threaded products that are to be assembled after coating.

- 6.3 Non-metallic coatings to prevent abrasion of pipe such as glass, plastic, etc. shall be a suitable elastomer applied in accordance with manufacturer's recommendations.

- 6.4 Non-metallic coatings for electrolytic resistance shall have a dielectric strength suitable for the intended use.

<sup>1</sup> Attachments welded directly to the pipe must be of appropriate (compatible) chemical composition and the process of attachment must conform to the requirements for fabrication of the pipe as regards preheating, welding, and stress relieving.

## 7. Dimensions:

- 7.1 All steel shall have a minimum thickness of 1/8" and a minimum width of 1". As a further exception, for pipe sizes 1" and smaller, the minimum cross section shall be 1/16" x 3/4". Equivalent cross sections may be substituted provided the minimum thickness is not decreased.
- 7.2 Hanger Types 7, 9 and 10 that meet with tabulated load requirements of Table 1 and that have protective coatings in accordance with Paragraph 6.1.1 need not conform to minimum dimensional requirements of Paragraph 7.1.
- 7.3 Hanger rods made of ASTM Spec. A-107 shall have load carrying capacities as listed in Table 3. Rods of nominal diameter 1" and 5/16" shall be limited to pipe sizes 1" or less. Hanger rods shall be minimum 3/8" diameter and shall be limited to pipe or tubing sizes 2" and less. For pipe and tubing sizes 2 1/2" and greater the rod diameter shall be not less than 1/2".
- 7.4 Eye rods shall have a minimum inside diameter of eye 1/8" larger than nominal rod size.
- 7.4.1 Forged or cast eye rods shall have a net metal area across the eye equal to 1.35 times the net area of the rod and shall have capacities equal to those shown in Table 3 for the same nominal diameter.
- 7.4.2 Formed and welded eye rods shall have a circumferential length of weld not less than twice the rod diameter and shall have capacities equal to those shown in Table 3 for the same nominal diameter. Formed but not welded eye rods shall have load ratings not greater than 50% of those in Table 3 for the same nominal diameter.

## 6. Screw Threads:

- 6.1 Screw threads shall be in conformance with USAS B1. 1-1960 or National Bureau of Standards Handbook H-23, Class 1A

TABLE 3  
LOAD RATINGS OF THREADED HOT ROLLED  
STEEL CONFORMING TO ASTM A-107

Nominal Rod Diameter (in.)	Root Area of Thread (sq. in.)	Net Safe Load (lb) at Rod Temp. of 650 F
1/4	.027	240
5/16	.046	410
3/8	.068	610
1/2	.126	1130
5/8	.202	1810
3/4	.302	2710
7/8	.419	3770
1	.552	4900
1 1/8	.693	6200
1 1/4	.889	8000
1 3/8	1.053	9470
1 1/2	1.293	11650
1 5/8	1.515	13600
1 3/4	1.744	15400
1 7/8	2.048	18400
2	2.292	20600
2 1/4	3.021	27200
2 1/2	3.716	33500
2 3/4	4.619	41600
3	5.621	50600
3 1/4	6.720	60500
3 1/2	7.918	71200

or 2A and Class 2B for the coarse thread series and Class 2A or 2B for the eight thread series.

- 6.1.2 Threads for supports such as Type 38 shall be USA Standard Straight Pipe Threads.

8.1.3 Special thread forms and fits other than specified by Paragraph 8.1 shall be used only when both male and female members are furnished as part of a permanent assembly or in cases listed in Paragraph 6.

9. Protection Saddles and Shields:

9.1 Pipe covering protection saddles (Types 39A and 39B) used with high temperature insulation shall be made of material as follows: For 5" IPS and smaller the minimum metal thickness shall be 1/8"; for 6" IPS and larger the minimum metal thickness shall be 3/16". Saddles shall have sufficient depth for the insulation thickness required and shall be notched so that saddle contact with pipe is approximately 50% of total axial cross section. All standard saddles shall be 12" in axial length and shall span an arc of approximately 60°. Saddles for 12" and larger pipe shall have center rib (39B). Standard saddles shall accommodate simplified thickness of pipe insulation for nominal 1", 1 1/2", 2", 2 1/2", 3", 4", and 5" covering.

9.2 Pipe covering protection shields, (Type 40) for low compressive strength insulation if used without high compressive strength insert shall have dimensions not less than given in the following table:

Nom. Pipe or Tubing Size	Length Inches	Gage Thickness
1/4" through 3/2"	12	18
4"	12	16
5" & 6"	18	16
8" through 14"	24	14
16" through 24"	24	12

All shields shall span an arc of 180°.

Where a section of high compressive strength insulation is used as an insert for a shield, or as a saddle without a shield, the insulation shall be at least as long as the metal shield or hanger

width. Where a vapor barrier is required, the insulation and/or vapor barrier shall extend two inches beyond the shield or hanger strap.

10. Spring Supports and Sway Braces:

10.1 Spring supports shall be divided into three classes, Spring Cushions, Variable Support and Constant Support.

10.1.1 Spring Cushion Supports (Types 48 and 49) This class shall be limited to those using springs having a 2" or less total deflection and which are not provided with lead or travel indication. Springs shall be confined so that accidental release of load is impossible. Travel limit stops need not be provided.

10.1.2 Variable spring supports (Types 51, 52 and 53). This class shall apply to all other spring supports except Constant Support types. Supports in this class shall have load and travel scales, provisions for marking "Hot" and "Cold" positions. A limit stop to prevent excessive travel from overstressing the spring, or to prevent release of load with accidental spring failure shall be provided. A properly designed confined compression spring may serve as such a stop.

Where stops for hydrostatic test purposes are provided, they shall be capable of supporting up to 2 1/2 times the normal operating load.

Springs for this class shall have characteristics so that use at the maximum recommended travel results in a variability factor of not more than 25%.

$$\text{Var. factor} = \frac{\text{travel} \times \text{spring rate}}{\text{load}}$$

10.1.3 Constant Supports (Types 54, 55 and 56). This class applies to those supports where the variable spring force is compensated either mechanically or by auxiliary springs to result in a mean

variability (deviation) including friction of not more than 6% throughout total travel range. These supports shall be provided with a point on scale, a load adjustment scale, provision for field force adjustment of at least ±10%, provisions for "Hot" and "Cold" position markings, limit stops to prevent over travel or release of load, and auxiliary stops (where required) for erection and hydrostatic test purposes.

10.2 Sway Brace (Type 50). This class shall include spring devices designed to control undesirable pipe movement and also provide forces to restore pipe to normal operating position. They shall consist of one or more springs, suitably confined and may be either single or double acting.

11. Spring Design

11.1 Structural components of all classes of spring supports and sway braces noted in Paragraph 10 shall be designed as specified elsewhere in this standard except that springs shall be designed as follows:

11.2 Springs for pipe supports are generally of the helical coil type. Compression springs, unless suitably guided, shall have a free length/coil diameter (O.D.) ratio not greater than 4:1. Special forms of springs such as leaf, disc, volute, in-volute, torsion, and the like may be used. Such forms, when used are to be designed and manufactured in accordance with acceptable commercial practices.

11.2.1 Helical Springs shall be designed so that maximum uncorrected solid stress<sup>1</sup> for compression springs and maximum uncorrected design stress (calculated)

for extension springs shall not exceed those shown on the chart, Fig. 2 by more than 10%. Working stresses (uncorrected) shall be limited to 80% of each value. Stresses for springs used in sway braces shall be reduced 25% from values shown in Fig. 2.

11.2.2 For greater reliability, springs designed to maximum stress values, particularly alloy springs, shall be inspected after coiling by the magnetic particle or equivalent method. Springs with seams, slits, or quench cracks deeper than 3% of bar diameter shall be rejected.

11.2.3 Hot wound springs shall be manufactured in accordance with ASTM Spec. A-125. Specification to apply to cold wound springs shall be a matter of agreement between manufacturer and user.

11.2.4 Springs may be electro-plated for corrosion protection provided proper procedures to avoid embrittlement are observed. Maximum allowable working stress shall be reduced 15% when designing such springs. Non-metallic coatings shall be applied for corrosion protection wherever possible to avoid inherent electro-plating difficulties.

12. Hydraulic Control Devices:

12.1 Hydraulic devices for the control of vibration or shock may be piston or rotating valve type and shall be designed in accordance with good commercial practice. It is recommended that a non-flammable fluid be used.

13. Finishing and Marking:

13.1 Hangers and supports shall be finished in accordance with the manufacturer's best standard practice.

<sup>1</sup>Deviation is the sum of kinematic friction and manufacturing tolerance factor. Determination of deviation is by load test machine and is calculated as in Equation 1.

Equation 1:

$$\text{Deviation} = \frac{\text{Max. reading moving down} + \text{Min. reading moving up}}{\text{Max. reading moving down} - \text{Min. reading moving up}}$$

<sup>2</sup>Max. = uncorrected solid stress as calculated stress with correction for a residual.

13.2 On cast hangers or supports, the name, initial or other identifying mark shall be legibly cast on each piece. On fabricated hangers and supports the name or mark may be die stamped on a main member. This marking may be omitted if it cannot be incorporated into the regular production process without additional operational steps, and should be omitted where it may impair the strength.

14. Inspection:

14.1 Units shall be inspected for defects. Units containing visual defects which would impair the serviceability of the unit shall be rejected.

15. Testing:

15.1 Physical testing of units or parts thereof beyond that required for normal production control, shall be done at the responsibility of the user.

Note: Figure 1, Type Chart identical to that shown in SP 69.

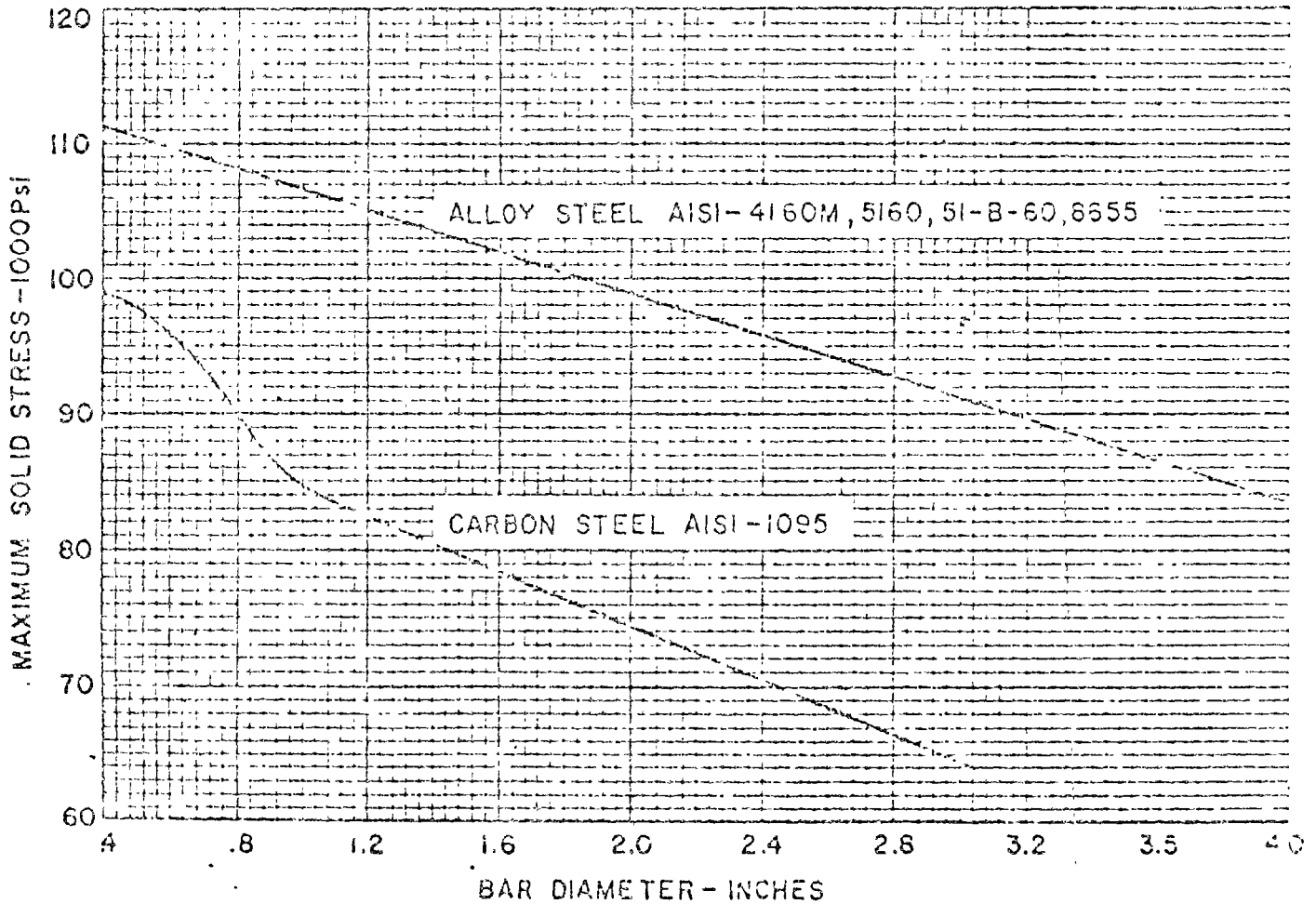
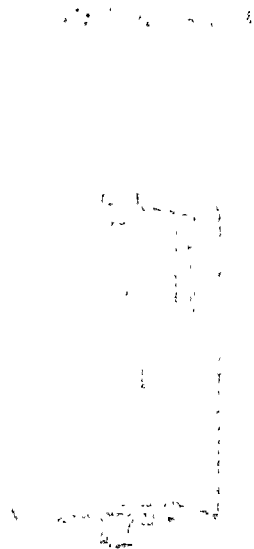


Figure 2. Solid Design Stress (Uncorrected) For Compression Springs

# APPENDICE 4

## Variable Spring Hangers



ITT Grinnell pre-engineered spring hangers are designed to meet the requirements of the ASME Code for Pressure Piping (ANSI B31.1.0). All welding is done in strict accordance with the ASME Code.

The ITT Grinnell pre-engineered Variable Spring Hanger is manufactured in two styles and seven types, and is offered in as many as twenty three sizes. The hanger can be furnished to take loads from fifty pounds to fifty thousand and ten pounds.

Pipe hangers located at points that are subject to vertical thermal movement are for which a constant support hanger is not required (see "Recommended Service" for constant support hanger, page 103)

Complies with Federal Specification WW-11-171D (Types 51, 56 and 57) and Manufacturers Standardization Society-SP-69 (Types 51, 52 and 56).

Securely attach hanger to the building. Attach lower hanger rod and turn the load turn buckle until the load indicator rotates to the desired setting indicated on the load scale plate.

Once installed in the line, the hanger should be adjusted until the load indicator moves to the white button marked "C" (cold position). On inspection of the system, after a reasonable period of operation, the load indicator should be at the red button marked "H" (hot position). If it is not, the hanger should be readjusted to the hot position. No other adjustment is necessary.

In choosing between the B268, fig. 82 and fig. 98 variable spring hangers, it must first be determined that the calculated movement will fall within the working load range of the hanger.

The fig. 82 hanger has a maximum variation in supporting force per 1/2 inch spring deflection of 21 percent of its rated capacity. The Fig. B-268 has a maximum variation of 10 1/2 percent, while the fig. 98 has a maximum variation of only 5 1/2 percent. It is clear, then, that the longer spring causes the least transfer of load, and that sheer economy to get the known movement within the spring hanger's working range is not the complete answer to the problem. Rather, good engineering sense combined with available space and reasonable economic considerations should ultimately determine which series of variable spring hangers should be used.

- Precompressed. Precompressing the spring into the hanger casing provides the following advantages:
  1. Saves up to 50% in headroom by reducing the length of the hanger.
  2. Reduces the installed height of the overall hanger assembly.
  3. Prevents the spring supporting force from exceeding the normal safe limits of variation.
  4. Saves valuable erection time because spring is precompressed to within 1/2 inch of the working range.

• Available for protection against severe weather conditions or corrosive conditions as C-268.

For moderate corrosive conditions or severe weather, hanger is galvanized per ASTM Specification A 153 except the spring which is neoprene coated\* to assure its life is not affected. The load column of the type F hanger is not galvanized, but is alloy 6061-T6 anodized aluminum.

For highly corrosive conditions, hanger is completely neoprene coated\* except the load column for type F which is stainless steel.

\*Not recommended where ambient temperatures exceed 225° F.

- Load indicator is clearly seen in the slot, simplifying reading of the scale plate.
- Cold set at the factory upon request.
- Spring and casing are fabricated of steel and are rugged and compact.
- Pre-assembly serves as a centering device or guide maintaining spring alignment.
- Casing protects the spring from damage and weather conditions.

**Types A through G**

The type of variable spring hanger to be used depends upon the physical characteristics required by the suspension problem; i.e., amount of head room, whether pipe is to be supported above the spring or below the spring, etc. Consideration should be given to the seven standard types offered (see line cuts of types "A" through "G"). Special variable spring hangers can be fabricated for unusual conditions.

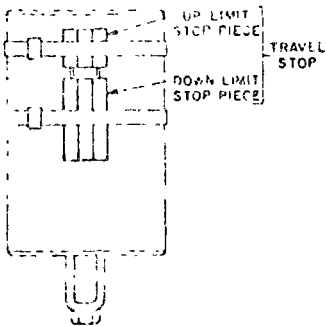
Complete sizing information is given above the hanger selection chart on page ph-92. This information is applicable to sizing hangers of all series.

It will be noted on the hanger selection charts that the total spring deflection in the casing leaves a reserve above and below the recommended working load range.

Travel Stop

U. S. patent No. 2,936,142

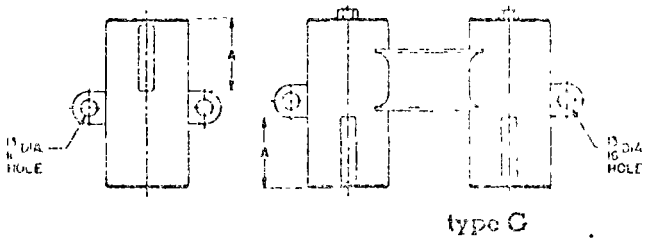
Patent applications pending in foreign countries



The functional design of the pre-compressed variable spring hanger permits the incorporation of a two-piece travel stop that locks the hanger spring against upward or downward movement for temporary conditions of underload or overload. The complete travel stop, the up limit stop only for cold set purposes or the down limit stop only which may be employed during erection, hydrostatic test or chemical cleanout will be furnished only when specified. The travel stop is painted red and is installed at the factory with a "red" caution tag attached calling attention that the device must be removed before the pipe line is put in service.

Size; type, figure number; name of hanger; desired supporting force in operating position; calculated amount and direction of pipe movement from installed to operating position; Customer's identification number (if any); when ordering Type F Spring specify if load flange or flange with roller is to be furnished; when ordering Type G, specify total load and load per spring plus center to center rod dimensions. If required, specify with travel stop, up limit stop or down limit stop. Specify with lifting lugs, if required. When ordering the "C" series hanger specify "completely neoprene coated" or "completely galvanized except neoprene coated spring."

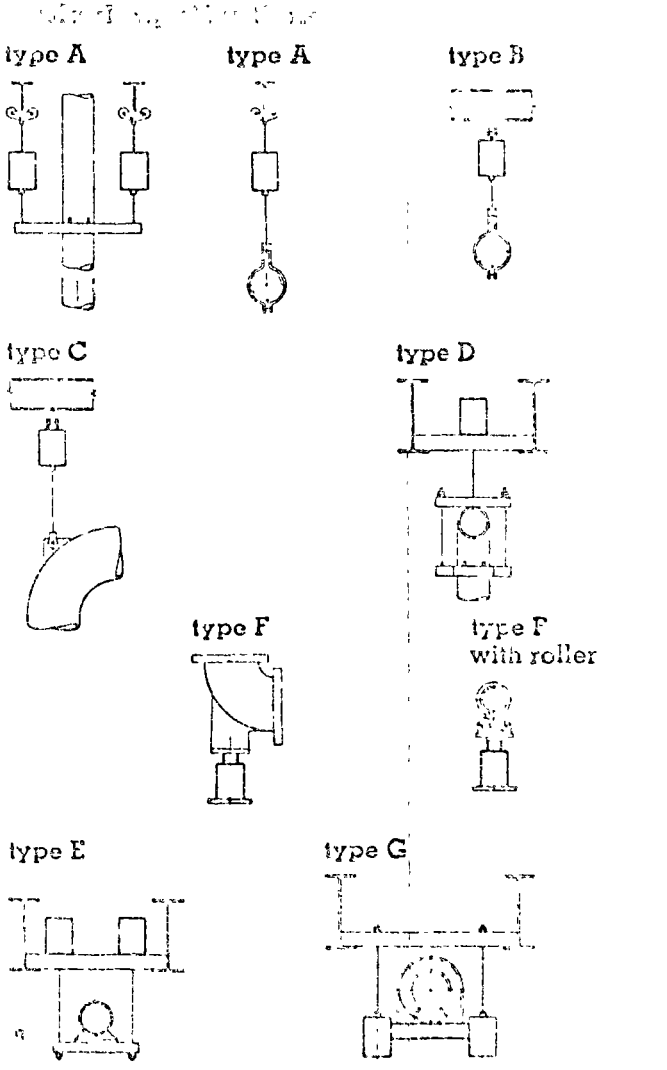
**Types A through G**



To help alleviate the problem of lifting large size spring hangers into position for installation this product is available with lifting lugs (if requested) on sizes weighing one hundred pounds or more.

Hanger size	fig. 82	fig. 789	fig. 98
0 thru 11	4 5/8"	5 1/8"	9 1/2"
12 thru 14	4 5/8"	5 1/2"	9 1/2"
15 thru 17	4 7/8"	5 3/4"	9 1/2"
18 thru 20	5 3/8"	6 1/4"	10"
21 thru 22	5 7/8"	7 1/8"	10 1/2"

\* Lifting lugs required on Type G only.  
\*\* Lifting lugs required on Types F and G only.





LOADING HANGERS AND SPRING HANGERS

In order to select a proper size hanger, it is necessary to know the actual load which the spring is to support and the amount and direction of the pipe line movement from the cold to the hot position.

Find the actual load of the pipe in the load table. As it is desirable to support the actual weight of the pipe when the line is hot, the actual load is the hot load.

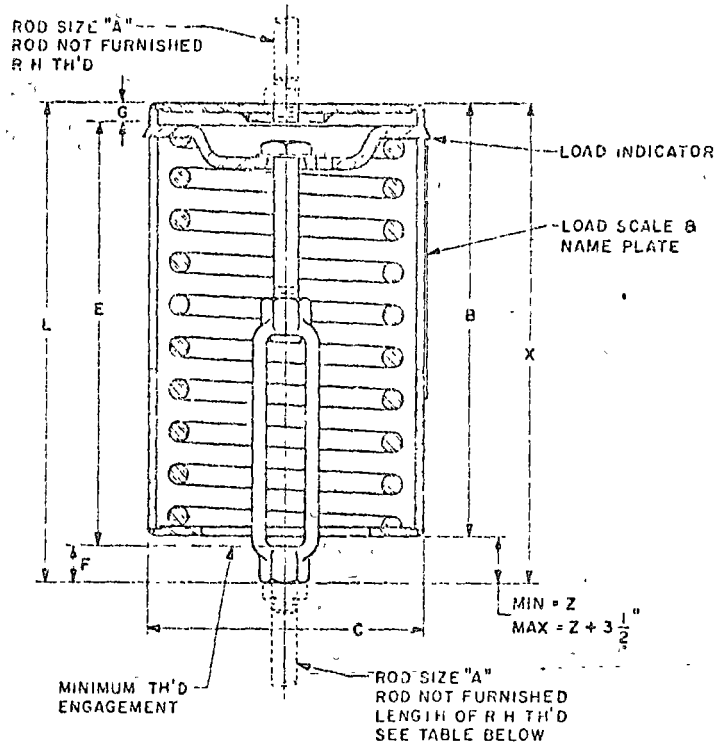
To determine the cold load, read the spring scale, up or down, for the amount of expected movement. The chart must be read opposite from the direction

of the pipe's movement. The load added at is the cold load.

If the cold load falls outside of the working load range of the hanger selected, relocate the actual or hot load in the adjacent column and find the cold load. When the hot and cold loads are both within the working range of a hanger, the size number of that hanger will be found at the top of the column.

Should it be impossible to select a hanger in a particular series such that both loads occur within the working range, consideration should be given to a variable spring hanger with a wider working range or a constant support hanger.

working range, lb.			hanger size																						spring deflection, in.				
fig. 56	fig. 57	fig. 58	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	fig. 59	fig. 60	fig. 61	
0	0	0	40	60	80	100	120	140	160	180	200	220	240	260	280	300	320	340	360	380	400	420	440	460	480	500	0	0	0
1	1/2	1/2	50	70	90	110	130	150	170	190	210	230	250	270	290	310	330	350	370	390	410	430	450	470	490	510	1	1/2	1
2	1	1/2	60	80	100	120	140	160	180	200	220	240	260	280	300	320	340	360	380	400	420	440	460	480	500	520	2	1	1/2
3	1 1/2	3/4	70	90	110	130	150	170	190	210	230	250	270	290	310	330	350	370	390	410	430	450	470	490	510	530	3	1 1/2	2
4	2	1	80	100	120	140	160	180	200	220	240	260	280	300	320	340	360	380	400	420	440	460	480	500	520	540	4	2	1
5	2 1/2	1 1/2	90	110	130	150	170	190	210	230	250	270	290	310	330	350	370	390	410	430	450	470	490	510	530	550	5	2 1/2	1 1/2
spring scale — lb. per in.																													
			30	42	54	70	91	126	168	224	300	400	520	680	900	1200	1600	2100	2800	3600	4800	6300	8400	11000	14400	18600			
			15	21	27	35	47	63	84	112	150	200	260	340	450	600	800	1030	1300	1700	2200	2850	3740	4900	6350	8350			
			7 1/2	10 1/2	13 1/2	17 1/2	23 1/2	31 1/2	42	56	75	100	130	170	225	299	400	520	680	900	1170	1530	2000	2625	3425	4475			



Type A is the basic unit of fig. B-268 ITT Grinnell Pre-Engineered spring hanger. It is designed for attachment to its supporting member by screwing a rod into a tapped hole in the top cap of the hanger the full depth of the top cap ("G" dimension). The upper

jam nut should then be locked, securing the hanger. Adjustment of the hanger load is accomplished by turning the turnbuckle on the lower hanger rod until the hanger picks up the load and the load indicator points to the desired position.

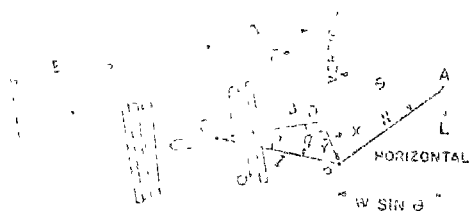
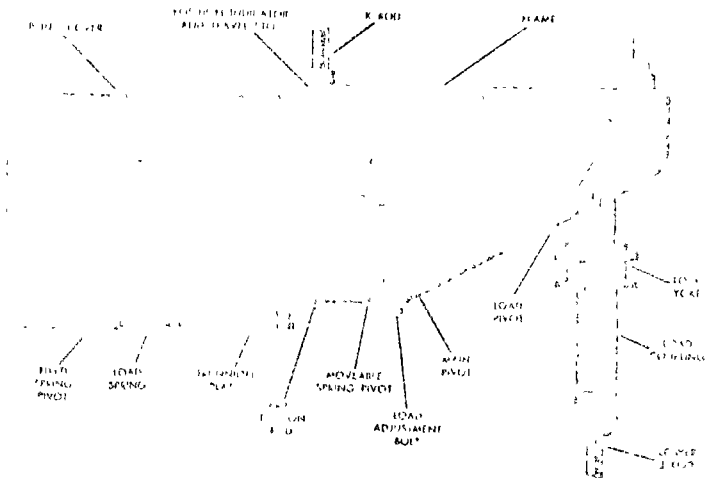
hanger size	rated load, lb	weight approx each, lb	rod size A	R.H. thread length	casing length B	casing diam C	rod take-out E	min thd engagement F	thread depth G	shipping length L	loaded length X		
											min	max	Z
0	60	7	1/2	5	6 1/8	4	6 1/8	3/4	3/8	7 3/8	7 1/8	10 1/8	5/8
1	100	7	1/2	5	7 1/8	4	6 3/8	3/4	3/8	8 1/8	8 3/8	11 1/8	1/2
2	128	8	1/2	5	8 1/8	4	7 1/8	3/4	3/8	8 3/8	9 3/8	11 3/8	1/2
3	166	12	1/2	5	7 3/8	5 3/8	6 3/8	3/4	3/8	8 3/8	8 3/8	11 3/8	3/4
4	223	13	1/2	5	7 15/8	5 1/8	7 1/8	3/4	3/8	8 3/8	9 3/8	11 3/8	5/8
5	299	14	1/2	5	8 3/8	5 3/8	8 3/8	3/4	3/8	9 3/8	9 3/8	12 3/8	3/4
6	399	23	5/8	5	8 13/8	6 3/8	8 1/8	15/8	5/8	9 3/8	10 1/8	12 3/8	15/8
7	532	26	5/8	5	9 1/4	6 3/8	9 1/8	15/8	5/8	10 3/8	11 1/8	13 3/8	7/8
8	713	28	5/8	5	10 1/4	6 3/8	9 3/8	15/8	5/8	11 1/8	11 3/8	14 3/8	3/4
9	950	55	3/4	6	10 3/8	8 3/8	9 11/8	1 1/8	1	11 3/8	12 3/8	14 3/8	7/8
10	1235	61	3/4	6	12 3/8	8 3/8	10 15/8	1 1/8	1	13	13 3/8	16	5/8
11	1615	55	3/8	6	9 15/8	8 3/8	9 3/8	1 1/4	1	11 3/8	12 3/8	14 3/8	1 1/8
12	2138	61	1	6	10 15/8	8 3/8	9 3/8	1 3/8	1	11 3/8	12 3/8	14 3/8	1 3/8
13	2850	79	1 1/8	7	13 3/8	8 3/8	11 3/8	1 1/8	1	13 15/8	14 3/8	16 3/8	1 3/8
14	3800	83	1 1/8	7	13 1/4	8 3/8	11 3/8	1 1/8	1	13 15/8	14 3/8	16 3/8	1 3/8
15	5130	97	1 1/4	7	13 3/4	8 3/8	12 3/8	1 3/8	1 3/8	15 15/8	16 3/8	18 3/8	1 3/8
16	7125	119	1 1/2	8	16 3/8	8 3/8	14 3/8	2 3/8	1 3/8	18 3/8	18 3/8	21 3/8	2 3/8
17	9500	148	1 3/4	8	18 3/8	8 3/8	16 3/8	2 3/8	1 3/8	20 3/8	21 3/8	23 3/8	2 3/8
18	12615	300	2	9	18 3/8	12 3/4	16	2 3/8	2 1/4	21 3/8	21 3/8	24 3/8	2 3/8
19	16605	346	2 1/4	9	20 3/8	12 3/4	18 3/8	3 3/8	2 1/4	23 3/8	24 3/8	26 3/8	3 3/8
20	22325	450	2 1/2	10	23 3/8	12 3/4	21 3/8	3 3/8	2 1/4	27 3/8	27 3/8	30 3/8	3 3/8
21	29688	526	2 3/4	10	26 3/8	12 3/4	23 3/8	3 11/8	2 3/4	30 3/8	30 3/8	33 3/8	4
22	39591	675	3	11	32 3/8	12 3/4	29 3/8	3 11/8	3	36 3/8	37 3/8	39 3/8	4 3/8

PERFECT CONSTANT SUPPORT LEVER

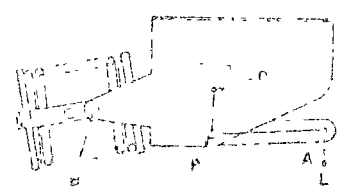
The following schematic design of "Perfect Constant Support Lever" is a lever perfectly constant support through the entire deflection of the main lever. The counterbalancing of the load and spring moment about the main pivot is obtained by the use of an ordinary designed compression type load spring lever and pivot tension rods.

In the lever position from the low to the high position, the load arm is increasing in length and the resulting deflection force acting on the increases. The spring moment also increases or turning moment about the main pivot which is exactly equal and opposite to the turning moment of the load and load moment arm.

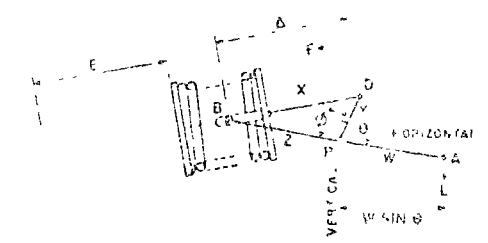
As the lever moves from the low to the high position, the load arm is increasing in length and the resulting deflection force acting on the increases. The spring moment also increases or turning moment about the main pivot which is exactly equal and opposite to the turning moment of the load and load moment arm.



High position



Mid position



Low position

$$(1) \frac{W \sin \theta}{Y} = \frac{F \sin \phi}{Z}$$

$$\frac{W \sin \theta}{Y} = \frac{KX \sin \phi}{Z}$$

$$\sin \theta = \frac{Y}{Z} \frac{KX \sin \phi}{W}$$

$$\text{and } Y \sin \theta = \frac{KX \sin \phi}{W}$$

$$\sin \theta = \frac{Y}{Z}$$

Substituting in (1)

$$(2) \frac{X}{YZ} = \frac{\sin \phi}{Z}$$

$$(3) X = \frac{YZ \sin \phi}{Z}$$

The load "L" is suspended from the lever at point "A" and at any point within the load travel range the moment of the load about the main lever-pivot "P" is equal to the load times its moment arm, thus

$$(4) \text{ Load moment} = L(W \sin \theta), \text{ where } W \sin \theta \text{ is the load moment arm}$$

The spring is attached at one of its ends to the fixed pivot "C". The spring's free end is attached by means of a rod to the lever-pivot "D". This spring arrangement provides a spring moment about the main lever-pivot "P" which opposes the load moment and is equal to the spring force "F" times its moment arm, thus:

$$(5) \text{ Spring moment} = F \left( \frac{YZ \sin \phi}{Z} \right), \text{ where } \frac{YZ \sin \phi}{Z} \text{ is the spring moment arm}$$

The spring force "F" is equal to the spring constant "K" times the spring deflection "X", thus

$$(6) F = KE, \text{ therefore equation \#5 may be written}$$

$$(7) \text{ Spring moment} = KE \left( \frac{YZ \sin \phi}{Z} \right)$$

To obtain perfect constant support the load moment must always equal the spring moment

$$(8) LW \sin \theta = \frac{KEYZ \sin \phi}{Z}$$

By proper design "phi" and "theta" are made equal. Therefore, equation #8 may be written

$$(9) LW = \frac{KEYZ}{Z}$$

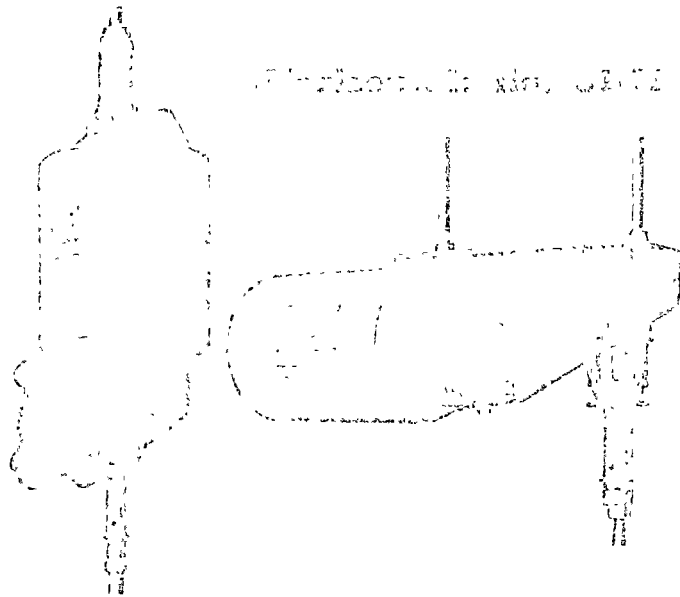
The spring and the rod are so arranged that the spring deflection "E" always equals the distance "Delta" between pivots "C" and "D". Therefore equation #9 may be written

$$(10) LW = KYZ$$

or

$$(11) L = \frac{KYZ}{W}$$

Since equation #11 holds true for all positions of the load within its travel range and "K," "Y," "Z" and "W" remain constant it is therefore true that perfect constant support is obtained.



When piping stress is critical and pipe is subject to vertical movement in excess of 1/2 inch due to thermal expansion, and also at locations where it is necessary to avoid any transfer of stress from support to support or onto critical terminals or connecting equipment.

Complies with Federal Specification WW-1-171D (Types 52, 53 and 59) and Manufacturers Standardization Society SP-59 (Types 54, 55 and 58).

- Because of exclusive geometric design, mathematically perfect constancy of support is maintained throughout the full range of load adjustment.
- Compactness -- new design provides smaller and more versatile units.
- Increased load and travel capacity.
- Each hanger is individually calibrated before shipment to support the exact load specified.
- All model R Constant Supports have a wide range of load adjustability -- no less than 10% of this adjustability is provided either side of the calibrated load for plus or minus field load adjustment.
- White button marked "C" denotes cold setting of hanger; red button marked "H" denotes hot or operating setting.
- Field load adjustment is made by turning the single load adjustment bolt.
- Covered spring provides protection and good appearance.
- Rod swings at least 4° from vertical.
- Nonresonant to all vertical vibrations.

ITT Grinnell model R Constant Support Hangers are made in two basic designs -- the 80-V (vertical design) and the 81-H (horizontal design). Combined, the 80-V and 81-H Constant Supports can

made in nine different frame sizes and one hundred and ten spring sizes to accommodate travels from 1/2" to 20" and loads from 57 pounds to 87,500 pounds. They are available in types A, B and C. Fig. 80-V (pages ph-110 to 112) and Fig. 81-H (pages ph-118 to 120).

**Selection:** Determine the total load to be supported by the hanger as well as the actual travel -- that is, the actual vertical movement of the pipe at the point of hanger location. Refer to the Load-Travel table for Constant Support Hangers (ph-106 to 109) and select a hanger which will accommodate the known load and actual travel. It must be noted that the travel shown in the table is a total travel -- that is, the maximum vertical movement which the hanger will accommodate. The total travel of the hanger should always be greater than the calculated travel of the pipe line to allow for some discrepancy between calculated travel and actual travel. It is suggested that the total travel for Constant Supports should be equal to "actual travel" plus 20% and in no case less than 1 inch.

**Installation:** After the size of the Constant Support is determined, consideration of available room for suspending the pipe and hanger will indicate whether a vertical (80-V series see pages ph-110 through 117) or horizontal (81-H series see pages ph-118 through 123) hanger is desirable.

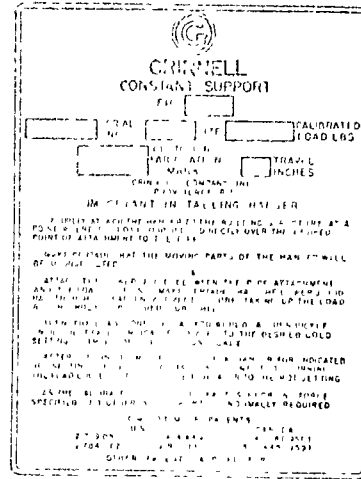
**Design:** After the hanger size and design are determined, the type of constant support to be used depends upon the physical installation required by the suspension problem, i.e., whether the hanger is to be installed above, between or below steel members (see line cuts referring to Types A, B, C, etc.). It will be noted that the Types F and G are made in the vertical design only. Special Constant Support Hangers can be fabricated for unusual conditions.

**Connections:** Tapping or drilling for standard rod size will be furnished as shown in the J-rod and K-hole selection charts unless otherwise specified. Upper attachments, turnbuckles and clamps should be tapped to agree with the rod as shown in the selection chart. Standard rod turnbuckles are based on the load to be carried by the upper rod which includes the weight of the hanger assembly as well as the pipe line. Standard diameters conform to the ANSI Code for pressure piping. Other than standard sizes can be furnished when so specified. Tapped connections for hanger rod sizes 3 inch and smaller are National Coarse-Thread Series, Class 2 Fit, 3/4 inch and larger are tapping are Bun Series Threads.

**Ordering:** Specify hanger size number, figure number, type, name of hanger, loads to be supported (pounds), total travel (inches), actual travel and, if case direction "cold" to "hot", customer's hanger name. When ordering Type C, specify C-C for dimension as well as load per spring and total load for types A, B, C. Fig. 81-H when required specify "for single rod suspension." Constant Support Hangers are also available corrosion-resistant as types C-80-V and C-81-H.

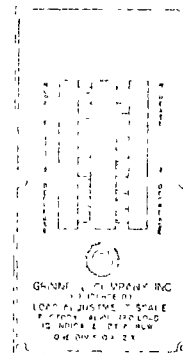
INSTALLATION INSTRUCTIONS

1. Properly attach the hanger to the building structure at a point where the load coupling is directly over the desired point of attachment to the pipe in its operating position.
2. Make certain that the moving parts of the hanger will be unobstructed.
3. Attach the lower load between the pipe attachment and the load coupling. Make certain that the lower load has enough thread engagement before taking up the load. A slight hole is provided for this.
4. Turn the load coupling as you would a turn-wrench, until the travel indicator rotates to the desired color setting (white button) marked "C" in detail on the position scale.
5. After the line is in operation, check hanger for indicated load setting. If necessary make adjustment by turning the load coupling to bring the indicator to the hot position (red button) marked "H". No other adjustment is normally required



since the load as calibrated at the factory is equal to the load specified to be supported. All foregoing information is on the nameplate attached to the hanger.

When the hanger is installed, its supporting force should be in balance with the portion of the piping weight assigned to it. Each hanger is individually calibrated before shipment to support the exact load specified. All model "R" Constant Supports have a wide range of load adjustability. Special instructions for this field recalibration of individual hangers may be obtained from ITI Grinnell representatives. No less than 10% of this adjustability is provided either side of the calibrated load for plus or minus field load adjustment. The percentage increase or decrease from the factory calibrated load should be carefully calculated. The calibrated load setting of each hanger is indicated by an arrow, die stamped on the load adjustment scale. All load adjustments should be made from this reference point, with each division on the patented scale equal to 2%. The load adjustment is made by turning the single load adjustment bolt. For example, calibrated load — 3,000 pounds; re-

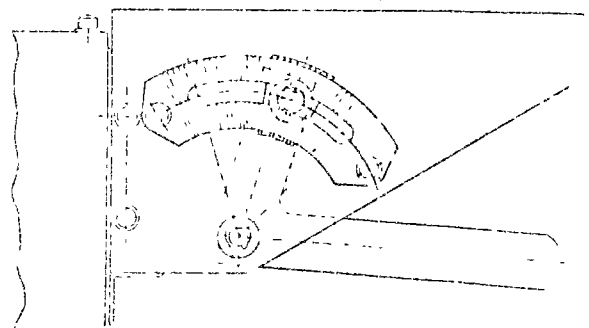


vised load — 2,700 pounds. Load is decreased 300 pounds or  $240/3,000$  equals 8%. Turn load adjustment bolt until arrow moves in the "decrease" direction four divisions.

The functional design of the Constant Support Hanger permits the incorporation of a travel stop that will lock the hanger against upward or downward movement for temporary conditions of underload or overload, such as may exist during erection, hydro-static test or chemical clean-out. The travel stop consists of two plates, with matched serrations, attached to the hanger frame with two or more cap screws and with a socketed piece which engages the position indicator.

It is installed at the factory to hold the hanger in the "cold" position. A series of serrations can be engaged to lock the hanger at any position along the total travel range.

The travel stop, which is furnished only when specified, is painted red. The stop must be removed before the piping system is put into operation but



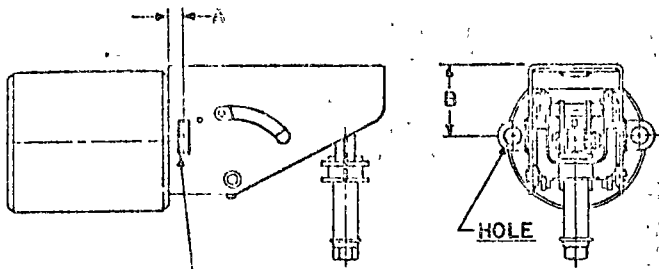
not before the hanger is installed and fully loaded. The travel stop is released by removing the cap screws.

A red tag marked "Caution" and containing instructions for removal of the travel stop is attached to the hanger.

FIG. 80-V

To help alleviate the problem of lifting large size Constant Supports into position for installation, this product is available with lifting lugs (if requested) on sizes ten and larger.

Fig. 80-V



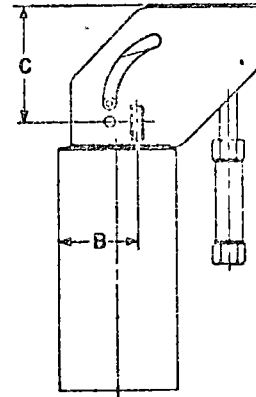
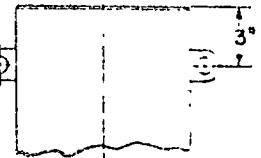
LUGS TO BE ATTACHED TO EACH SIDE OF FRAME (ALL TYPES)

sizes	A	B	hole size
10 - 18	1 1/2"	5"	1/16"
19 - 34	1 1/2"	7"	
35 - 49	2"	7 1/2"	
50 - 63	2"	9 1/2"	
64 - 71	2"	14"	1/4"
75 - 83	3"	17"	
84 - 110	3"	19"	1/4"

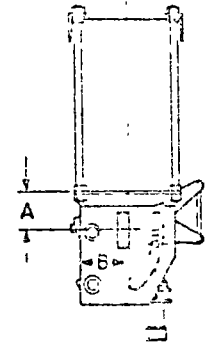
Fig. 80-V

LUGS TO BE 90° FROM CHANNEL ON TYPE D

Types A, B, C, D, & E  
sizes 10 thru 63



sizes 84 through 110

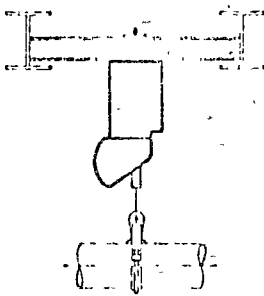


sizes 64 thru 83

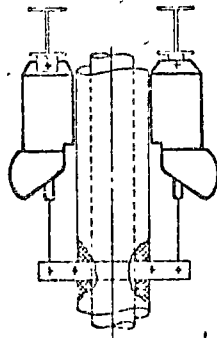
Lugs to be attached to each side of frame and will need special rigging when being lifted

sizes	A	B	C
42 - 48	8"	10"	
49 - 54	8"	15"	
55 - 73		16"	24"

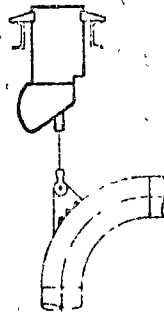
Typical applications  
Fig. 80-V (continued)



type A



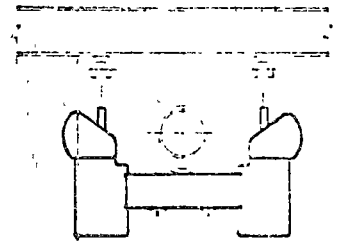
type B and type C



type D

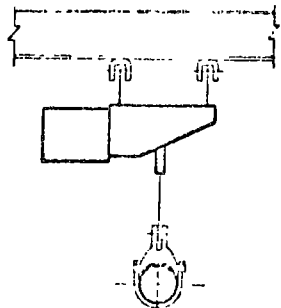


type E

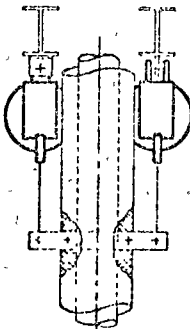


type G

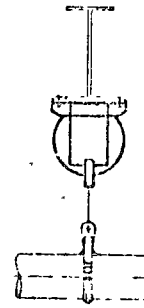
Fig. 80-V (continued)



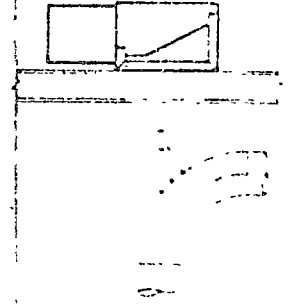
type A



type B and type C



type D



type E

load in pounds for same travel in inches

number	1 1/2	2	2 1/2	3	3 1/2	4	4 1/2	5	5 1/2	6	6 1/2	7	7 1/2	8	8 1/2
1	144	109	76	47	62	54	36	21	11	13	11	31	29	21	15
2	173	130	101	67	74	65	41	24	12	14	12	37	35	25	18
3	204	153	117	78	86	77	47	28	14	16	13	41	39	28	20
4	233	175	130	91	96	87	53	31	16	18	14	47	44	32	23
5	260	206	150	104	110	100	59	35	18	20	15	51	48	35	25
6	287	235	166	117	120	110	65	39	20	22	16	57	53	39	28
7	351	298	204	140	137	126	77	45	23	25	18	65	60	45	32
8	421	361	251	169	166	154	91	52	27	29	21	73	67	51	37
9	497	434	301	200	197	184	107	60	31	33	24	81	74	57	42
10	579	514	351	234	231	217	125	69	35	36	27	89	81	63	46
11	657	591	401	271	267	252	145	79	40	39	30	97	88	70	51
12	731	666	451	311	307	291	167	89	45	42	33	105	95	75	55
13	801	736	501	351	347	330	191	100	50	45	36	113	102	80	60
14	867	796	551	391	387	366	217	112	55	48	39	121	109	85	64
15	929	856	601	431	427	402	245	125	60	51	42	129	116	91	68
16	987	916	651	471	467	441	275	139	65	54	45	137	123	95	71
17	1041	976	701	511	507	477	307	153	70	57	48	145	129	100	74
18	1091	1036	751	551	547	513	341	168	75	60	51	153	134	105	77
19	1137	1096	801	591	587	549	377	183	80	63	54	161	139	110	80
20	1179	1156	851	631	627	585	413	198	85	66	57	169	144	115	83
21	1217	1216	891	671	667	621	451	213	90	69	60	177	149	120	86
22	1251	1276	931	711	707	657	487	228	95	72	63	185	154	125	89
23	1281	1336	971	751	747	693	523	243	100	75	66	193	159	130	92
24	1307	1396	1011	791	787	729	559	258	105	78	69	201	164	135	95
25	1329	1456	1051	831	827	765	595	273	110	81	72	209	169	140	98
26	1347	1516	1091	871	867	801	631	288	115	84	75	217	174	145	101
27	1361	1576	1131	911	907	837	667	303	120	87	78	225	179	150	104
28	1371	1636	1171	951	947	873	703	318	125	90	81	233	184	155	107
29	1377	1696	1211	991	987	909	739	333	130	93	84	241	189	160	110
30	1379	1756	1251	1031	1027	945	775	348	135	96	87	249	194	165	113
31	1377	1816	1291	1071	1067	981	811	363	140	99	90	257	199	170	116
32	1371	1876	1331	1111	1107	1017	847	378	145	102	93	265	204	175	119
33	1351	1936	1371	1151	1147	1053	883	393	150	105	96	273	209	180	122
34	1317	1996	1411	1191	1187	1089	919	408	155	108	99	281	214	185	125
35	1269	2056	1451	1231	1227	1125	955	423	160	111	102	289	219	190	128
36	1207	2116	1491	1271	1267	1161	991	438	165	114	105	297	224	195	131
37	1131	2176	1531	1311	1307	1197	1027	453	170	117	108	305	229	200	134
38	1041	2236	1571	1351	1347	1233	1063	468	175	120	111	313	234	205	137
39	937	2296	1611	1391	1387	1269	1100	483	180	123	114	321	239	210	140
40	817	2356	1651	1431	1427	1305	1136	498	185	126	117	329	244	215	143
41	681	2416	1691	1471	1467	1341	1172	513	190	129	120	337	249	220	146
42	529	2476	1731	1511	1507	1377	1208	528	195	132	123	345	254	225	149
43	367	2536	1771	1551	1547	1413	1244	543	200	135	126	353	259	230	152
44	197	2596	1811	1591	1587	1449	1280	558	205	138	129	361	264	235	155
45	117	2656	1851	1631	1627	1485	1316	573	210	141	132	369	269	240	158
46	27	2716	1891	1671	1667	1521	1352	588	215	144	135	377	274	245	161
47		2776	1931	1711	1707	1557	1388	603	220	147	138	385	279	250	164
48		2836	1971	1751	1747	1593	1424	618	225	150	141	393	284	255	167
49		2896	2011	1791	1787	1629	1460	633	230	153	144	401	289	260	170
50		2956	2051	1831	1827	1665	1496	648	235	156	147	409	294	265	173
51		3016	2091	1871	1867	1701	1532	663	240	159	150	417	299	270	176
52		3076	2131	1911	1907	1737	1568	678	245	162	153	425	304	275	179
53		3136	2171	1951	1947	1773	1604	693	250	165	156	433	309	280	182
54		3196	2211	1991	1987	1809	1640	708	255	168	159	441	314	285	185
55		3256	2251	2031	2027	1845	1676	723	260	171	162	449	319	290	188
56		3316	2291	2071	2067	1881	1712	738	265	174	165	457	324	295	191
57		3376	2331	2111	2107	1917	1748	753	270	177	168	465	329	300	194
58		3436	2371	2151	2147	1953	1784	768	275	180	171	473	334	305	197
59		3496	2411	2191	2187	1989	1820	783	280	183	174	481	339	310	200
60		3556	2451	2231	2227	2025	1856	798	285	186	177	489	344	315	203
61		3616	2491	2271	2267	2061	1892	813	290	189	180	497	349	320	206
62		3676	2531	2311	2307	2097	1928	828	295	192	183	505	354	325	209
63		3736	2571	2351	2347	2133	1964	843	300	195	186	513	359	330	212
64		3796	2611	2391	2387	2169	2000	858	305	198	189	521	364	335	215
65		3856	2651	2431	2427	2205	2036	873	310	201	192	529	369	340	218
66		3916	2691	2471	2467	2241	2072	888	315	204	195	537	374	345	221
67		3976	2731	2511	2507	2277	2108	903	320	207	198	545	379	350	224
68		4036	2771	2551	2547	2313	2144	918	325	210	201	553	384	355	227
69		4096	2811	2591	2587	2349	2180	933	330	213	204	561	389	360	230
70		4156	2851	2631	2627	2385	2216	948	335	216	207	569	394	365	233
71		4216	2891	2671	2667	2421	2252	963	340	219	210	577	399	370	236
72		4276	2931	2711	2707	2457	2288	978	345	222	213	585	404	375	239
73		4336	2971	2751	2747	2493	2324	993	350	225	216	593	409	380	242
74		4396	3011	2791	2787	2529	2360	1008	355	228	219	601	414	385	245
75		4456	3051	2831	2827	2565	2396	1023	360	231	222	609	419	390	248
76		4516	3091	2871	2867	2601	2432	1038	365	234	225	617	424	395	251
77		4576	3131	2911	2907	2637	2468	1053	370	237	228	625	429	400	254
78		4636	3171	2951	2947	2673	2504	1068	375	240	231	633	434	405	257
79		4696	3211	2991	2987	2709	2540	1083	380	243	234	641	439	410	260
80		4756	3251	3031	3027	2745	2576	1098	385	246	237	649	444	415	263
81		4816	3291	3071	3067	2781	2612	1113	390	249	240	657	449	420	266
82		4876	3331	3111	3107	2817	2648	1128	395	252	243	665	454	425	269
83		4936	3371	3151	3147	2853	2684	1143	400	255	246	673	459	430	272
84		4996	3411	3191	3187	2889	2720	1158	405	258	249	681	464	435	275
85		5056	3451	3231	3227	2925	2756	1173	410	261	252	689	469	440	278
86		5116	3491	3271	3267	2961	2792	1188	415	264	255	697	474	445	281
87		5176	3531	3311	3307	2997	2828	1203	420	267	258	705	479	450	284
88		5236	3571	3351	3347	3033	2864	1218	425	270	261	713	484	455	287
89		5296	3611	3391	3387	3069	2900	1233	430	273	264	721	489	460	290
90		5356	3651	3431	3427	3105	2936	1248	435	276	267	729	494	465	293
91		5416	3691	3471	3467	3141	2972	1263	440	279	270	737	499	470	296
92		5476	3731	3511	3507	3									

lead travel (continued from opposite page)

hanger size 84 to 110 on next page

hanger size	loads in pounds for total travel in inches														
no.	9	10	10 1/2	11	11 1/2	12	12 1/2	13	13 1/2	14	14 1/2	15	15 1/2	16	
1															
2															
3															
4															
5															
6															
7															
8															
9															
10															
11															
12															
13															
14															
15															
16															
17															
18															
19	371	381	391												
20	381	391	401												
21	391	401	411												
22	401	411	421												
23	411	421	431												
24	421	431	441												
25	431	441	451												
26	441	451	461												
27	451	461	471												
28	461	471	481												
29	471	481	491												
30	481	491	501												
31	491	501	511												
32	501	511	521												
33	511	521	531												
34	521	531	541												
35	1001	1005	1009	1013	1017	1021	1025	1029	1033	1037	1041	1045	1049	1053	
36	1057	1061	1065	1069	1073	1077	1081	1085	1089	1093	1097	1101	1105	1109	
37	1113	1117	1121	1125	1129	1133	1137	1141	1145	1149	1153	1157	1161	1165	
38	1169	1173	1177	1181	1185	1189	1193	1197	1201	1205	1209	1213	1217	1221	
39	1225	1229	1233	1237	1241	1245	1249	1253	1257	1261	1265	1269	1273	1277	
40	1281	1285	1289	1293	1297	1301	1305	1309	1313	1317	1321	1325	1329	1333	
41	1337	1341	1345	1349	1353	1357	1361	1365	1369	1373	1377	1381	1385	1389	
42	1393	1397	1401	1405	1409	1413	1417	1421	1425	1429	1433	1437	1441	1445	
43	1449	1453	1457	1461	1465	1469	1473	1477	1481	1485	1489	1493	1497	1501	
44	1505	1509	1513	1517	1521	1525	1529	1533	1537	1541	1545	1549	1553	1557	
45	1561	1565	1569	1573	1577	1581	1585	1589	1593	1597	1601	1605	1609	1613	
46	1617	1621	1625	1629	1633	1637	1641	1645	1649	1653	1657	1661	1665	1669	
47	1673	1677	1681	1685	1689	1693	1697	1701	1705	1709	1713	1717	1721	1725	
48	1729	1733	1737	1741	1745	1749	1753	1757	1761	1765	1769	1773	1777	1781	
49	1785	1789	1793	1797	1801	1805	1809	1813	1817	1821	1825	1829	1833	1837	
50	1841	1845	1849	1853	1857	1861	1865	1869	1873	1877	1881	1885	1889	1893	
51	1897	1901	1905	1909	1913	1917	1921	1925	1929	1933	1937	1941	1945	1949	
52	1953	1957	1961	1965	1969	1973	1977	1981	1985	1989	1993	1997	2001	2005	
53	2009	2013	2017	2021	2025	2029	2033	2037	2041	2045	2049	2053	2057	2061	
54	2065	2069	2073	2077	2081	2085	2089	2093	2097	2101	2105	2109	2113	2117	
55	2121	2125	2129	2133	2137	2141	2145	2149	2153	2157	2161	2165	2169	2173	
56	2177	2181	2185	2189	2193	2197	2201	2205	2209	2213	2217	2221	2225	2229	
57	2233	2237	2241	2245	2249	2253	2257	2261	2265	2269	2273	2277	2281	2285	
58	2289	2293	2297	2301	2305	2309	2313	2317	2321	2325	2329	2333	2337	2341	
59	2345	2349	2353	2357	2361	2365	2369	2373	2377	2381	2385	2389	2393	2397	
60	2401	2405	2409	2413	2417	2421	2425	2429	2433	2437	2441	2445	2449	2453	
61	2457	2461	2465	2469	2473	2477	2481	2485	2489	2493	2497	2501	2505	2509	
62	2513	2517	2521	2525	2529	2533	2537	2541	2545	2549	2553	2557	2561	2565	
63	2569	2573	2577	2581	2585	2589	2593	2597	2601	2605	2609	2613	2617	2621	
64	2625	2629	2633	2637	2641	2645	2649	2653	2657	2661	2665	2669	2673	2677	
65	2681	2685	2689	2693	2697	2701	2705	2709	2713	2717	2721	2725	2729	2733	
average	8 1/4	9 1/4	10 1/4	11 1/4	12 1/4	13 1/4	14 1/4	15 1/4	16 1/4	17 1/4	18 1/4	19 1/4	20 1/4	21 1/4	



Model B

Load travel table

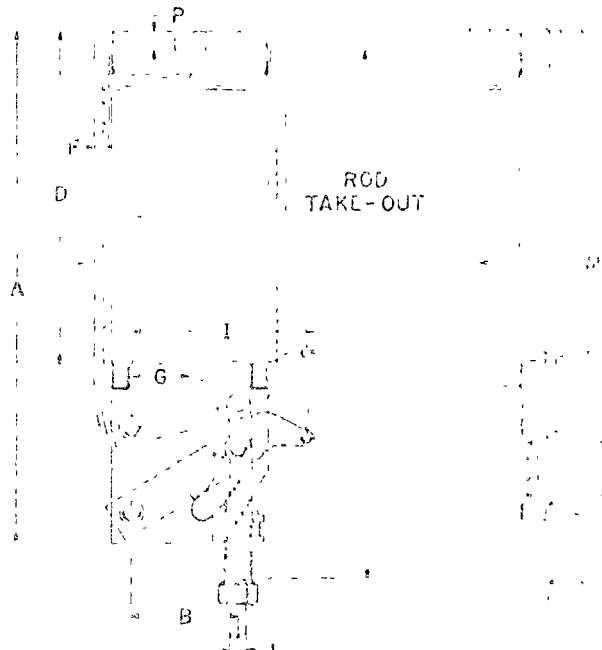
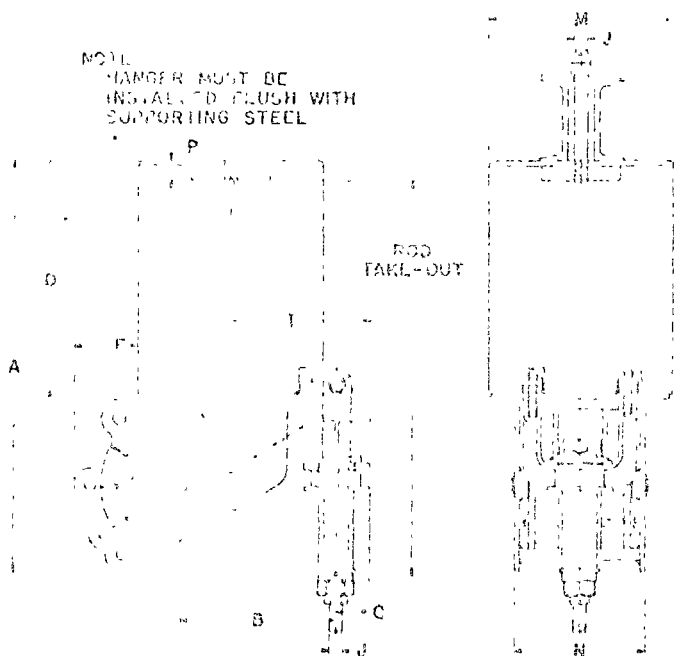
Load in pounds, for total travel in inches																	
Travel in inches	4	4½	5	5½	6	6½	7	7½	8	8½	9	9½	10	10½	11	11½	12
61	17089	17689	15380	13982	12810	11831	10986	10253	9613	9047	8541	8094	7690	7323	6990	6683	6392
62	21100	17666	16090	14619	13160	12376	11486	10720	10050	9453	8933	8463	8040	7657	7308	6991	6692
63	22068	19315	17651	16049	14711	13580	12519	11769	11031	10385	9808	9291	8827	8406	8021	7675	7352
64	23033	21362	19276	17179	16021	14790	13733	12817	12015	11310	10681	10119	9613	9151	8730	8339	7971
65	24000	23111	20800	18903	17323	16000	14857	13866	13000	12236	11555	10947	10400	9904	9454	9043	8657
66	24965	21561	23189	20098	18423	17001	15792	14736	13848	13005	12267	11635	11054	10527	10048	9611	9201
67	25930	26915	23114	21006	19511	18011	16725	15609	14634	13773	13008	12323	11707	11149	10642	10179	9752
68	26895	29186	26268	23890	21899	20207	18733	17512	16418	15452	14593	13825	13134	12508	11939	11420	10945
69	27860	30901	27811	25236	23177	21396	19866	18512	17394	16362	15452	14639	13937	13314	12641	12097	11582
70	28825	32622	29549	26891	24166	22595	20772	19573	18458	17271	16311	15452	14620	13980	13341	12771	12227
71	29790	34343	31010	28218	25866	24678	22472	20633	19400	18250	17244	16336	15520	14780	14103	13445	12837
72	30755	36064	32720	29746	27266	25473	23372	21819	20450	19249	18178	17221	16360	15580	14871	14235	13582
73	31720	37785	34460	31273	28661	26487	24572	22933	21500	20236	19111	18105	17200	16380	15635	14935	14237
74	32685	39506	36260	32971	30222	27899	25906	24178	22669	21335	20149	19098	18134	17269	16481	15711	15012
75	33650	41227	38131	34668	31779	29335	27231	25422	23934	22432	21185	20070	19067	18158	17332	16579	15832
76	34615	42948	40000	36361	33340	30770	28572	26666	25000	23530	22222	21052	20000	19016	18103	17330	16533
77	35580	44669	41800	38182	35000	32369	30000	27992	26230	24797	23333	22105	21000	19998	19000	18200	17500
78	36545	46390	43600	40000	36665	33817	31129	29333	27500	25883	24444	23157	22000	20951	20000	19179	18333
79	37510	48111	45400	41819	38332	35386	32858	30666	28750	27060	25555	24210	23000	21903	20977	20000	19158
80	38475	49832	47200	43638	40000	37000	34666	32799	30750	29112	27333	25894	24600	23427	22361	21300	20300
81	39440	51553	49000	45457	41819	38666	36500	34666	32750	30821	29111	27578	26200	24950	23816	22781	21800
82	40405	53274	50800	47276	43638	40332	38332	36332	34625	32332	30777	29157	27700	26379	25179	24000	22950
83	41370	55000	52600	49095	45457	42151	40151	38000	36500	34254	32441	30736	29200	27807	26543	25300	24150
84	42335	56721	54400	50914	47276	43970	42000	40000	38375	36149	34111	32315	30700	29236	27906	26644	25397
85	43300	58442	56200	52733	49095	45789	43833	41833	40250	38025	36066	34736	33000	31426	29997	28641	27300
86	44265	60163	58000	54552	50914	47608	45666	43666	42000	40000	38000	36735	35000	35045	33451	31899	30350
87	45230	61884	59800	56371	52733	50427	48466	46466	44750	42750	41410	40120	40370	39378	38633	38041	37350
88	46195	63605	61600	58190	54552	52246	50300	48300	46500	44500	43200	42000	41100	41996	40897	40245	39743
89	47160	65326	63400	60009	56371	54055	52100	50100	48300	46300	45000	43800	43000	43897	42800	42121	41620
90	48125	67047	65200	61828	58190	55874	53900	51900	50100	48100	46800	45600	44800	45700	44600	43900	43400
91	49090	68768	67000	63647	60009	57693	55700	53700	51900	50000	48700	47500	46700	47600	46500	45800	45300
92	50055	70489	68800	65466	61828	59512	57500	55500	53700	51800	50500	49300	48500	49400	48300	47600	47100
93	51020	72210	70600	67285	63647	61331	59300	57300	55500	53600	52300	51100	50300	51200	50100	49400	48900
94	51985	73931	72400	69104	65466	63150	61100	59100	57300	55400	54100	52900	52100	53000	51900	51200	50700
95	52950	75652	74200	70923	67285	64969	62900	60900	59100	57200	55900	54700	53900	54800	53700	53000	52500
96	53915	77373	76000	72742	69104	66788	64800	62800	61000	59100	57800	56600	55800	56700	55600	54900	54400
97	54880	79094	77800	74561	70923	68607	66600	64600	62800	60900	59600	58400	57600	58500	57400	56700	56200
98	55845	80815	79600	76380	72742	70426	68400	66400	64600	62700	61400	60200	59400	60300	59200	58500	58000
99	56810	82536	81300	78199	74561	72245	70200	68200	66400	64500	63200	62000	61200	62100	61000	60300	59800
100	57775	84257	83100	80018	76380	74062	72000	70000	68200	66300	65000	63800	63000	63900	62800	62100	61600
101	58740	85978	84900	81837	78199	75841	73800	71800	70000	68100	66800	65600	64800	65700	64600	63900	63400
102	59705	87699	86700	83656	80018	77660	75600	73600	71800	70000	68100	66800	66000	66900	65800	65100	64600
103	60670	89420	88500	85475	81837	79479	77400	75400	73600	71800	70000	68100	67000	67900	66800	66100	65600
104	61635	91141	90300	87294	83656	81298	79200	77200	75400	73600	71800	70000	69000	69900	68800	68100	67600
105	62600	92862	92100	89113	85475	83117	81000	79000	77200	75400	73600	71800	70800	71700	70600	69900	69400
106	63565	94583	93900	90932	87294	84936	82800	80800	79000	77200	75400	73600	72600	73500	72400	71700	71200
107	64530	96304	95700	92751	89113	86755	84600	82600	80800	79000	77200	75400	74400	75300	74200	73500	73000
108	65495	98025	97500	94570	90932	88574	86400	84400	82600	80800	79000	77200	76200	77100	76000	75300	74800
109	66460	99746	99300	96389	92751	90393	88200	86200	84400	82600	80800	79000	78000	78900	77800	77100	76600
110	67425	101467	101100	98208	94570	92212	90000	88000	86200	84400	82600	80800	79800	80700	79600	78900	78400

load travel table (continued from opposite page)

hanger size no.	load in pounds for total travel in inches														
	12 1/2	13	13 1/2	14	14 1/2	15	15 1/2	16	16 1/2	17	17 1/2	18	18 1/2	19	19 1/2
64	6152	6301	6450	6599	6748	6897	7046	7195	7344	7493	7642	7791	7940	8089	8238
65	6132	6181	6230	6279	6328	6377	6426	6475	6524	6573	6622	6671	6720	6769	6818
66	7562	6711	6860	6909	6958	7007	7056	7105	7154	7203	7252	7301	7350	7399	7448
67	7650	7391	7132	6873	6614	6355	6096	5837	5578	5319	5060	4801	4542	4283	4024
68	6320	6711	7102	7493	7884	8275	8666	9057	9448	9839	10230	10621	11012	11403	11794
69	6611	7002	7393	7784	8175	8566	8957	9348	9739	10130	10521	10912	11303	11694	12085
70	6766	7157	7548	7939	8330	8721	9112	9503	9894	10285	10676	11067	11458	11849	12240
71	6813	7204	7595	7986	8377	8768	9159	9550	9941	10332	10723	11114	11505	11896	12287
72	6867	7258	7649	8040	8431	8822	9213	9604	9995	10386	10777	11168	11559	11950	12341
73	6923	7314	7705	8096	8487	8878	9269	9660	10051	10442	10833	11224	11615	12006	12397
74	6977	7368	7759	8150	8541	8932	9323	9714	10105	10496	10887	11278	11669	12060	12451
75	7031	7422	7813	8204	8595	8986	9377	9768	10159	10550	10941	11332	11723	12114	12505
76	7085	7476	7867	8258	8649	9040	9431	9822	10213	10604	10995	11386	11777	12168	12559
77	7139	7530	7921	8312	8703	9094	9485	9876	10267	10658	11049	11440	11831	12222	12613
78	7193	7584	7975	8366	8757	9148	9539	9930	10321	10712	11103	11494	11885	12276	12667
79	7247	7638	8029	8420	8811	9202	9593	9984	10375	10766	11157	11548	11939	12330	12721
80	7301	7692	8083	8474	8865	9256	9647	10038	10429	10820	11211	11602	11993	12384	12775
81	7355	7746	8137	8528	8919	9310	9701	10092	10483	10874	11265	11656	12047	12438	12829
82	7409	7800	8191	8582	8973	9364	9755	10146	10537	10928	11319	11710	12101	12492	12883
83	7463	7854	8245	8636	9027	9418	9809	10200	10591	10982	11373	11764	12155	12546	12937
84	7517	7908	8299	8690	9081	9472	9863	10254	10645	11036	11427	11818	12209	12600	12991
85	7571	7962	8353	8744	9135	9526	9917	10308	10699	11090	11481	11872	12263	12654	13045
86	7625	8016	8407	8798	9189	9580	9971	10362	10753	11144	11535	11926	12317	12708	13099
87	7679	8070	8461	8852	9243	9634	10025	10416	10807	11198	11589	11980	12371	12762	13153
88	7733	8124	8515	8906	9297	9688	10079	10470	10861	11252	11643	12034	12425	12816	13207
89	7787	8178	8569	8960	9351	9742	10133	10524	10915	11306	11697	12088	12479	12870	13261
90	7841	8232	8623	9014	9405	9796	10187	10578	10969	11360	11751	12142	12533	12924	13315
91	7895	8286	8677	9068	9459	9850	10241	10632	11023	11414	11805	12196	12587	12978	13369
92	7949	8340	8731	9122	9513	9904	10295	10686	11077	11468	11859	12250	12641	13032	13423
93	8003	8394	8785	9176	9567	9958	10349	10740	11131	11522	11913	12304	12695	13086	13477
94	8057	8448	8839	9230	9621	10012	10403	10794	11185	11576	11967	12358	12749	13140	13531
95	8111	8502	8893	9284	9675	10066	10457	10848	11239	11630	12021	12412	12803	13194	13585
96	8165	8556	8947	9338	9729	10120	10511	10902	11293	11684	12075	12466	12857	13248	13639
97	8219	8610	8999	9390	9781	10172	10563	10954	11345	11736	12127	12518	12909	13300	13691
98	8273	8664	9055	9446	9837	10228	10619	11010	11401	11792	12183	12574	12965	13356	13747
99	8327	8718	9109	9500	9891	10282	10673	11064	11455	11846	12237	12628	13019	13410	13801
100	8381	8772	9163	9554	9945	10336	10727	11118	11509	11900	12291	12682	13073	13464	13855
101	8435	8826	9217	9608	9999	10390	10781	11172	11563	11954	12345	12736	13127	13518	13909
102	8489	8880	9271	9662	10053	10444	10835	11226	11617	12008	12399	12790	13181	13572	13963
103	8543	8934	9325	9716	10107	10498	10889	11280	11671	12062	12453	12844	13235	13626	14017
104	8597	8988	9379	9770	10161	10552	10943	11334	11725	12116	12507	12898	13289	13680	14071
105	8651	9042	9433	9824	10215	10606	11000	11391	11782	12173	12564	12955	13346	13737	14125
106	8705	9096	9487	9878	10269	10660	11051	11442	11833	12224	12615	13006	13397	13788	14179
107	8759	9150	9541	9932	10323	10714	11105	11496	11887	12278	12669	13060	13451	13842	14233
108	8813	9204	9595	9986	10377	10768	11159	11550	11941	12332	12723	13114	13505	13896	14287
109	8867	9258	9649	10040	10431	10822	11213	11604	12000	12391	12782	13173	13564	13955	14341
110	8921	9312	9703	10094	10485	10876	11267	11658	12049	12440	12831	13222	13613	14004	14395
"D" dim. sizes 64-83	11 1/2	12	12 3/8	12 3/4	13 1/8	13 1/2	14 1/4	14 1/2	15	15 1/2	16	16 1/2	17	17 1/2	18
"H" dim. sizes 84-110	10 3/8	10 1/2	11 1/8	11 3/4	12 1/8	12 3/4	13 1/2	14 1/2	15 1/8	15 3/4	16 1/2	17 1/8	17 3/4	18 1/2	19 1/2

CONSTANT SUPPORTS

NOTE:  
HANGER MUST BE  
INSTALLED FLUSH WITH  
SUPPORTING STEEL



sizes 10-63

sizes 64-83

Type A of the Figure 30 V Vertical Design model R Constant Support Hanger is designed for attachment to its supporting member by screwing a rod into a tapped hole in the top cap of hanger a distance equal to the "P" dimension plus 3/8 of an inch. Sight holes are provided near the top of the casing

to allow visible inspection for correct thread engagement of upper hanger rod.

See load travel tables on pages ph-110 to 113 for "B" dimension.

For weights see page ph 124.

Hanger sizes	Z	D	F	G	I	diam M	N	P	Q	total travel	factor*	J-rod		
												min thread length	min rod dia	max dia
1-9	available in fig. 81-H only													
10-18	16 1/2	3 1/2	2	1 1/2	0	8 5/8	6 1/4	3/8	3 1/2	3 1/2 or less 4 or more	16 1/16 18 1/4	1 1/4-TT	1/2	3/4
19-34	20 1/4	16	2 1/8	2 5/8	0	10 3/4	8 3/8	1 1/2	4	5 or less 5 1/2 or more	27 15/16 29 7/8	2 1/2-TT	3/2	2 1/4
35-49	21 5/8	18 1/4	4 3/4	3 3/4	0	14	9 5/8	1 1/2	5 1/2	6 or less 6 1/2 or more	32 3/8 37	3 1/2-TT	1 1/2	2 1/2
50-63	46 3/8	28 1/2	8 5/8	5 7/8	0	18	11 1/4	2	6 1/2	11 or less 11 1/2 or more	46 1/2 51 3/4	4 1/2-TT	2 1/2	3 1/4
64-74	67 1/2	44 1/2	1 1/2	7 1/2	25 3/8	22 3/8	11	2 1/2		10 1/2 or less 11 or more	77 5/8 79 3/4	5 3/4-TT	1 1/2	2 1/4
75-83	69 1/2	46 1/4	1 1/2	7 1/2	25 3/8	27 1/8	11	3		10 1/2 or less 11 or more	73 3/8 75 3/4	5 3/4-TT	1 1/2	2 1/4

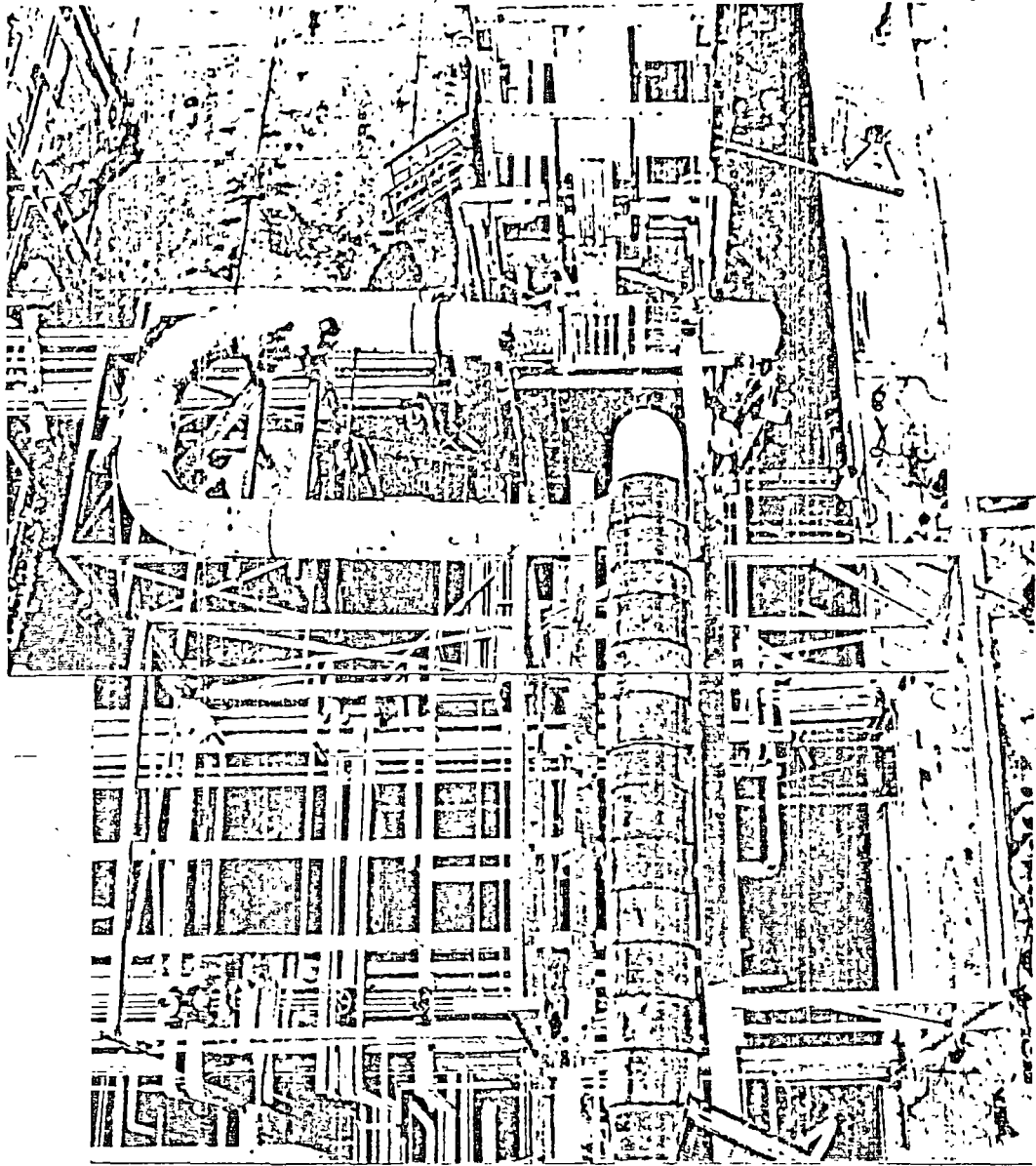
81-110 } see page ph-117

\* Rod factor = diameter minus (total travel / 2)

\*\* "I" dimension for sizes 10 through 63 equals "B" plus "Q".

Load	0	500	1000	1500	2000	3000	4000	5000	6000	8000	10000	12000	14000	16000	18000	20000
rod diam	1/2	3/8	3/4	7/8	1	1 1/8	1 1/4	1 1/2	1 3/4	2	2 1/4	2 1/2	2 3/4	3	3 1/4	3 1/2

3 1/4 inch is furnished with 6 UN series threads.

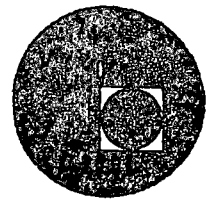


"PARTICIPAR EN EL DESARROLLO  
DE UNA TECNOLOGIA NACIONAL  
ES DEBER DE TODOS".

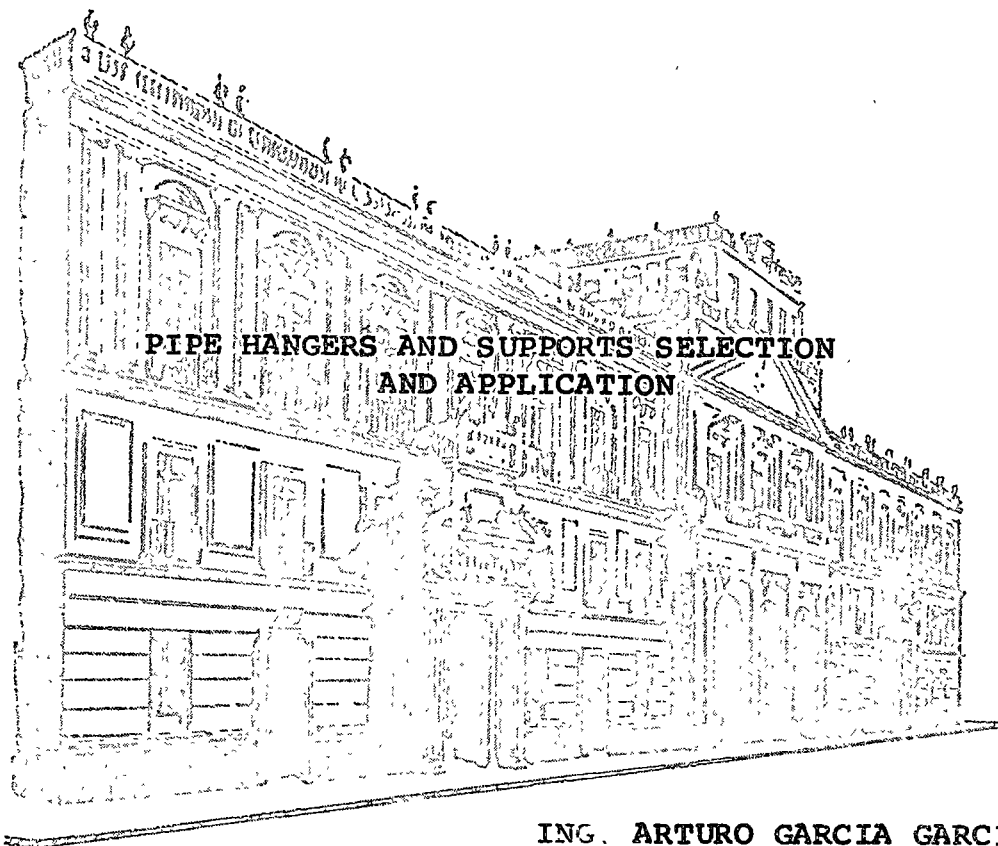




centro de educación continua  
división de estudios superiores  
facultad de ingeniería, unam



**ANALISIS Y DISEÑO DE TUBERIAS PARA PLANTAS INDUSTRIALES**



**ING. ARTURO GARCIA GARCIA**

**MARZO DE 1977.**

Centro de Educación Continua  
Instituto de Estadística y Censos  
Ministerio de Industrias, Comercio Exterior y Turismo

SECRETARÍA DE ECONOMÍA

ESTADÍSTICA DE INGRESOS Y GASTOS

ESTADÍSTICA DE INGRESOS Y GASTOS

# MSS

STANDARD PRACTICE

SP-100

1966  
Edition

PROPOSED BY  
STANDARDIZATION SOCIETY

## PIPE HANGERS AND SUPPORTS - SELECTION AND APPLICATION

Developed and Approved  
by the  
Manufacturers Standardization Society  
of the  
Valve and Fittings Industry  
1815 North Fort Myer Drive  
Arlington, Virginia 22209

Originally Approved July, 1966



All MSS standards approved and practices recommended are advisory only. There is no agreement to adhere to any MSS standard or recommended practice and their use by anyone is entirely voluntary. These standards are not copyrighted and may be used at will.

## PIPE HANGERS AND SUPPORTS - SELECTION &amp; APPLICATION

## 1. SCOPE AND OBJECTIVES

1.1 This standard relates to the selection and application of pipe hangers and supports for all service temperatures. Hangers and supports noted herein, are the types specified in MSS SP-58 Pipe Hangers and Supports - Materials and Design. Reference is also made to other pipe supporting and controlling elements such as guides, restraints, anchors and sway braces.

1.2 The objectives of this standard practice are:

- a) To serve in the engineering design, in whole or in part as a pipe hanger and support specification by reference to this document.
- b) To serve as a guide to proven industry practice during engineering design and detailing of job specifications covering the hanging, supporting and controlling of piping systems.
- c) To provide the erector with information on types

of hanger and support components to be used for specific applications and installations, where such information is not otherwise provided.

1.3 This is a basic standard practice. However, it may be subject to overriding changes and/or elaboration by the engineering design.

1.4 Other documents governing the hanging, supporting and controlling of piping systems may be specified to take precedence, in whole or in part, over this document.

## Examples:

American Standard Code for Pressure Piping, ASA B31.

Federal Specification WW-H-171 (latest issue) - Hangers and Supports, Pipe.

Underwriters Laboratories, Inc. Standard UL-203-Pipe Hanger Equipment.

Factory Mutual Engineering Division Bulletin 2-8 - Installing Sprinkler Equipment.

2. CLASSIFICATION OF PIPING SYSTEMS

2.1 For purpose of pipe hanger and support selection, this document establishes an identification of piping systems according to the operating (service) temperatures of the pipe contents, as follows:

2.1.1 Hot Systems

- A-1. 120° F to 450° F
- A-2. 451° F to 750° F
- A-3. Over 750° F

2.1.2 Ambient Systems

- B. 60° F to 119° F

2.1.3 Cold Systems

- C-1. 33° F to 59° F
- C-2. -20° F to 32° F
- C-3. Below -20° F

3. GENERAL REQUIREMENTS

3.1 The selection of pipe hangers and supports shall be based upon the overall design concept of the piping systems and any special requirements which may be called for in the specifications. The supporting systems shall provide for and control the free or intended movement of the piping including its movement in relation to that of connected equipment.

3.2 A careful study shall be made of the piping layout in relation to the surrounding structure and adjacent piping and equipment before selecting the type support to be used at each hanger point.

3.3 Hangers and supports shall be selected to withstand all static and dynamic conditions of loading to which the piping and associated equipment may be subjected.

Load calculations, where required, shall give consideration to the following:

- a) Weights of Pipe, Valves, Fittings, Insulating Materials, Suspended Hanger Components, and Normal Fluid Contents.
- b) Weight of Hydrostatic test fluid or cleaning fluid if normal operating fluid contents are lighter.
- c) Additional loading that may occur during erection.
- d) Intentional use of restraints against normal thermal expansion.
- e) The effects of anchors and restraints to provide for the intended operation and protection of expansion joints.
- f) Reaction forces due to operation of safety or relief valves.
- g) Wind, snow or ice loadings on outdoor piping.
- h) Additional loadings due to seismic forces.

4. MATERIAL REQUIREMENTS

4.1 It is strongly recommended that the materials of all pipe hanging and supporting elements shall be in accordance with MSS SP-58.

4.2 The materials of hangers and supports shall be compatible with the characteristics of the piping material so that neither shall have a deteriorating action on the other.

4.3 Pipe supporting elements subject to corrosion or electrolysis shall be protected as specified by the engineering design and applied in accordance with the requirements of MSS SP-58.

#### 5. DIMENSIONAL REQUIREMENTS

5.1 Hangers and supports shall be dimensionally compatible with the outside diameter of pipe, tubing, or, if specified, the outside diameter of the insulation.

5.2 Hangers for the suspension of 2" and larger pipe and tubing shall be capable of adequate vertical adjustment under load.

#### 6. SELECTION OF HANGERS AND SUPPORTS FOR PIPE MOVEMENT

6.1 The selection of hangers and supports shall be made to provide the piping system with the degree of control that its operating characteristics require. The simplest assembly of components that fulfills this requirement will be most effective.

6.2 Where negligible movement of pipe occurs at hanger locations, simple rod hangers should be used for suspended lines. For piping supported from below, bases, brackets or structural cross members should be used.

6.3 Where there is horizontal movement at a suspended type hanger location, hanger

components shall be selected to allow for swing. If the vertical angle of the hanger rod is greater than 4 degrees, roller type suspension hangers must provide for axial movement and for nonaxial movement, an overhead roller device shall be used. For piping supported from below, slides, rollers, or roller carriages shall be used.

6.4 Where significant vertical movement of the pipe occurs at the hanger location, a resilient support must be used. Selection of resilient supports shall be based on permissible load variation, as illustrated in Table 2. Load and movement calculations shall be made for the proper selection of spring hangers other than spring cushion types. The effect of vertical movement transfer from the top of risers along horizontal runs shall be given consideration when applying spring hangers.

a) Spring Cushion Hangers may be used where vertical movement does not exceed  $\frac{1}{4}$ ", and where formal load and movement calculations have not been made.

b) Variable Spring Supports shall be used for all other resilient support requirements except as noted in Par. (c).

c) Constant Load Hangers shall be used on piping systems where the deviation in supporting force must be limited to 6% of the load, as specified by engineering design.

## 7. HANGER AND SUPPORT SELECTIONS

- 7.1 Hanger and support components shall be selected from Table 1 within the system classification.
- 7.2 Where the possibility of vibration exists, embedded anchor bolts or inserts are preferred whenever possible for attachment to building concrete structure. Where required, approved concrete fasteners may be used. Hanger rods shall not be threaded directly into a fastener. Attachment by conventional means to an intermediate plate or member held in place by the concrete fasteners is preferred.
- 7.3 Where additional structural members are required, they shall be designed for the specific loads they are to support in accordance with the requirements of the American Institute of Steel Construction Specifications.

## 8. ATTACHMENTS MADE BY WELDING OR BOLTING

- 8.1 All welded type support components and welded attachments to building or structures shall be in accordance with piping industry practice, unless otherwise specified in the engineering design.
- 8.2 There shall be no drilling or burning of holes, in the building structural steel without prior approval by the engineering design.

## 9. HANGER AND SUPPORT SPACING

- 9.1 The maximum spacing of hangers and supports shall be as set forth in Table 3.
- 9.2 Spacings less than shown in Table 3 may be required to conform with building structure loading limitations.
- 9.3 When periodic dismantling of a piping system for cleaning, etc., is anticipated, the engineering design shall specify any required additional supports.

## 10. PIPE ATTACHMENTS FOR INSULATED LINES

- 10.1 The connection used with the pipe attachment shall be outside the insulation so that movement of the line shall not cause damage to the insulation.
- 10.2 To protect the vapor barrier of insulation on cold lines, insulation protection shields shall be provided. Under no circumstances shall hangers, supports and guides be applied directly to vapor barriered insulated horizontal pipe or tubing. (See Table 4.)

## 11. MULTIPLE PIPE SUPPORTS

- 11.1 Horizontal banks of piping may be supported on a common base member without regard to the pipe centerline elevation. The particular method of support to be used shall be as required by the engineering design.

**TABLE I. HANGER AND SUPPORT SELECTION**  
(For Spring Hangers, See Table 2)

To find recommended hanger or support components,

1. Locate the system temp. and insulation condition in the two columns on the left.
2. Read across the column headings for the type of component.
3. Numbers in boxes refer to those types shown in Figure 1, where applicable.

SYSTEM	INSULATION	HORIZONTAL PIPE ATTACHMENTS										STEEL WELDED ATTACHMENTS	STEEL RINGS
		Steel Clips	Mall. Iron Rings	Steel Bands	Steel Clamps	Cast Iron Hanging Rolls	Cast Iron Supporting Rolls	Steel Trapezes	Steel Prot. Saddles & Shields	Steel or Cast Iron Stanchions	Steel Welded Attachments		
Temp. Range, deg. F.	Note 1	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L
Hot A-1	Covered	None	None	1,7,9,10 w/Saddle or Shield	3	41,42,43 w/ Saddle	44,45,46,47 w/ Saddle	Note 3 w/ Saddle	39A,39B	35,36,37,38 w/ Saddle			
120° to 450°	Bare	24,26	5,6,11,12	1,7,9,10	3,4	41,42,43	44,45,46,47	Note 3	None	35,36,37,38	Note 3		
Hot A-2	Covered	None	None	1 w/ Saddle	3	41,42 w/ Saddle	41,42 w/ Saddle	Note 3 w/ Saddle	39A,39B	35,36,37,38 w/ Saddle	Note 3		Note 1
451° to 750°	Bare	None	None	None	3,4	None	None	None	None	None			
Hot A-3	Covered	None	None	1 w/ Alloy Saddle	Alloy 2,3	41,42 w/ Alloy Saddle	41,42 w/ Alloy Saddle	Note 3 w/ Alloy Saddle	39A,39B Alloy	35,36,37,38 w/ Alloy Saddle	Note 3 Alloy		Note 1
Over 750°	Bare	None	None	None	Alloy 2,3,4	41,42 w/ Alloy Saddle	41,42 w/ Alloy Saddle	None	None	None			
Intermediate B	Covered	24,26	None	1,7,9,10 w/Saddle or Shield	3	41,42,43 w/ Saddle	44,45,46,47 w/ Saddle	Note 3 w/ Saddle	39A,39B,40	35,36,37,38 w/ Saddle	Note 3		
60° to 119°	Bare	24,26	5,6,11,12	1,7,9,10	3,4	41,42,43	44,45,46,47	Note 3	None	35,36,37,38			
Cold C-1	Covered	None	None	1,7,9,10 w/ Shield	3	41,42,43 w/ Shield Note 4	44,45,46,47 w/ Shield Note 4	Notes 3 & 4 w/ Shield	40	35,36,37,38 w/ Shield	Note 3		
33° to 59°	Bare	24,26	5,6,11,12	1,7,9,10	3,4	41,42,43	44,45,46,47	Note 3	None	35,36,37,38			
Cold C-2	Covered	None	None	1,7,9,10 w/ Shield	None	41,42,43 w/ Shield Note 4	44,45,46,47 w/ Shield Note 4	Notes 3 & 4 w/ Shield	40	35,36,37,38 w/ Shield	Note 3		
20° to 32°	Bare	None	None	1,7,9,10	3,4	41,42,43	44,45,46,47	Note 3	None	35,36,37,38			
Cold C-3	Covered	None	None	1,7,9,10 w/ Shield	None	41,42,43 w/ Shield Note 4	44,45,46,47 w/ Shield Note 4	Notes 3 & 4 w/ Shield	40	35,36,37,38 w/ Shield	Notes 3 & 4		Note 1
Below 20°	Bare	None	None	Note 2	Note 2	Note 2	Note 2	Note 2	None	Note 2			

1. Hangers on insulated systems shall incorporate protection saddles or shields or shall be clamped or welded immovably to the pipe and project through the insulation. 2. The design shall be in accordance with MSS SP-58 or as specified by engineering design. 3. For shields used with rollers or subject to point loads.

**ANCHOR AND SUPPORT SELECTIONS**

(See Hangers, See Table 2)

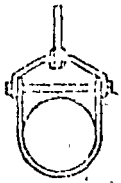
Insulation condition in the two columns at left.

Loadings for the type of component to be used.

Of these types shown in Figure 1, which corresponds to Figure 1 of MSS SP-58

Insulation Condition	VERTICAL PIPE ATTACHMENTS				HANGER ROD FIXTURES			BUILDING STRUCTURE ATTACHMENTS				
	Steel Welded Attachments J	Steel Riser Clamps 2-Bolt K	Steel Riser Clamps 4-Bolt L	Welded Attachments Steel M	Steel or Cast Iron			Steel and/or Cast Iron				
					Turn-Buckles N	Swing Eyes O	Clevises P	Inserts Q	C-Clamps R	Beam Clamps S	Welded Attachments T	Brackets U
5, 16, 37, 38 w/ Saddle	Note 3	8	Note 3	Note 3	13, 15	16, 17	14	18, 19 Note 5	23	20, 21, 25, 27, 28, 29, 30	22 or Note 3	31, 32, 33, 34
5, 16, 37, 38	Note 3	8	Note 3	Note 3	13, 15	16, 17	14	18, 19 Note 5	23	20, 21, 25, 27, 28, 29, 30	22 or Note 3	31, 32, 33, 34
5, 16, 37, 38 w/ Saddle	Note 3	Note 3	Note 3	Note 3	13, 15	16, 17	14	18, 19 Note 5	23	20, 21, 25, 27, 28, 29, 30	22 or Note 3	31, 32, 33, 34
None	Note 3	Note 3	Note 3	Note 3	13, 15	16, 17	14	18, 19 Note 5	23	20, 21, 25, 27, 28, 29, 30	22 or Note 3	31, 32, 33, 34
5, 16, 37, 38 Alloy Saddle	Note 3 Alloy	Note 3	Alloy Note 3	Alloy Note 3	13	17	14	Note 3	None	20, 21, 25, 27, 28, 29, 30	22 or Note 3	31, 32, 33, 34
None	Note 3 Alloy	Note 3	Alloy Note 3	Alloy Note 3	13	17	14	Note 3	None	20, 21, 25, 27, 28, 29, 30	22 or Note 3	31, 32, 33, 34
5, 16, 37, 38 w/ Saddle	Note 3	8	Note 3	Note 3	13, 15	16, 17	14	18, 19 Note 5	23	20, 21, 25, 27, 28, 29, 30	22 or Note 3	31, 32, 33, 34
5, 16, 37, 38	Note 3	8	Note 3	Note 3	13, 15	16, 17	14	18, 19 Note 5	23	20, 21, 25, 27, 28, 29, 30	22 or Note 3	31, 32, 33, 34
5, 16, 37, 38 w/ Shield	Note 3	8	Note 3	Note 3	13, 15	16, 17	14	18, 19 Note 5	23	20, 21, 25, 27, 28, 29, 30	22 or Note 3	31, 32, 33, 34
5, 16, 37, 38	Note 3	8	Note 3	Note 3	13, 15	16, 17	14	18, 19 Note 5	23	20, 21, 25, 27, 28, 29, 30	22 or Note 3	31, 32, 33, 34
5, 16, 37, 38 w/ Shield	Note 3	8	Note 3	Note 3	13, 15	16, 17	14	18, 19 Note 5	23	20, 21, 25, 27, 28, 29, 30	22 or Note 3	31, 32, 33, 34
5, 16, 37, 38	Note 3	8	Note 3	Note 3	13, 15	16, 17	14	18, 19 Note 5	23	20, 21, 25, 27, 28, 29, 30	22 or Note 3	31, 32, 33, 34
5, 16, 37, 38 w/ Shield	Notes 3 & 4	Note 2	Note 2	Notes 2 & 3	13, 15	16, 17	14	18, 19 Note 5	23	20, 21, 25, 27, 28, 29, 30	22 or Note 3	31, 32, 33, 34
None	Notes 3 & 4	Note 2	Note 2	Notes 2 & 3	13, 15	16, 17	14	18, 19 Note 5	23	20, 21, 25, 27, 28, 29, 30	22 or Note 3	31, 32, 33, 34

1. The cover to provide a point of attachment external to the insulation. 2. The selection of type and material shall be made by the engineering firm or subject to loadings, see table 4. 3. Continuous inserts, anchor bolts and expansion cases may be used as specified in the code of practice.



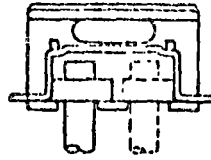
ADJ. STEEL CLEVIS  
TYPE-1



ADJ. STEEL BAND HGR.  
TYPE-7



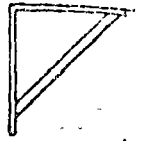
STEEL TURNBUCKLE  
TYPE-13



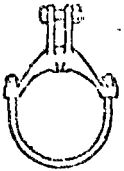
STEEL CONCRETE  
INSERT  
TYPE-19



TOP 1-BEAM CLAMP  
TYPE-25



LIGHT WELDED STEEL  
BRACKET  
TYPE-31



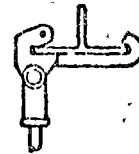
ALLOY STEEL PIPE CLAMP  
TYPE-2



EXTENSION PIPE OR  
RISER CLAMP  
TYPE-8



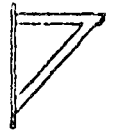
STEEL CLEVIS  
TYPE-14



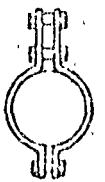
SIDE 1-BEAM OR CHANNEL  
CLAMP  
TYPE-20



LONG CLIP  
TYPE-26



MEDIUM WELDED STEEL  
BRACKET  
TYPE-32



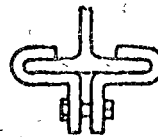
STEEL DOUBLE BOLT  
PIPE CLAMP  
TYPE-3



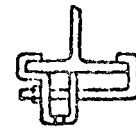
ADJ. BAND HGR.  
TYPE-9



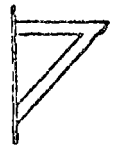
ADJ. TURNBUCKLE  
TYPE-15



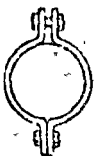
CENTER 1-BEAM  
TYPE-21



SIDE 1-BEAM CLAMP  
TYPE-27



HEAVY WELDED STEEL  
BRACKET  
TYPE-33



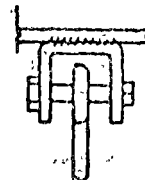
STEEL PIPE CLAMP  
TYPE-4



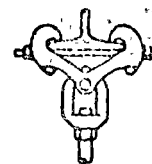
ADJ. SWIVEL RING  
BAND TYPE  
TYPE-10



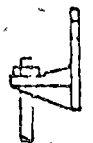
SOCKET ONLY FOR  
SPLIT RING  
TYPE-16



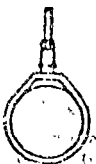
WELDED ATTACHMENT  
TYPE-22  
AS SHOWN OR  
INVERTED LESS BOLT



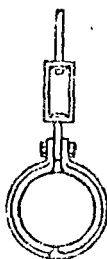
STEEL 1-BEAM CLAMP  
W/EYE NUT  
TYPE-28



SIDE BEAM BRACKET  
TYPE-34



ADJ. SWIVEL PIPE RING,  
SOLID RING TYPE  
TYPE-5



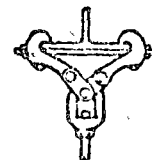
SPLIT PIPE RING W/AO  
TURNBUCKLE ADJ.  
TYPE-11



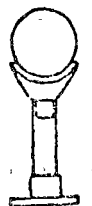
STEEL WELDLESS  
EYE NUT  
TYPE-17



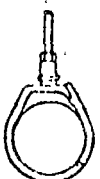
C-CLAMP  
TYPE-23



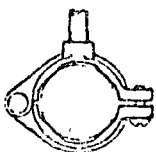
STEEL W.F. CLAMP  
W/EYE NUT  
TYPE-29



ADJUSTABLE SADDLE  
TYPE-35



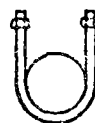
ADJ. SWIVEL PIPE RING,  
SPLIT RING TYPE  
TYPE-6



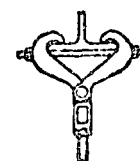
EXTENSION SPLIT  
PIPE CLAMP  
HINGE OR TWO BOLT  
TYPE-12



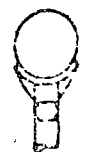
MALLEABLE CONCRETE  
INSERT  
TYPE-18



U-BOLT  
TYPE-24



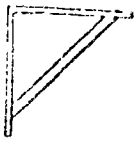
MALLEABLE BEAM CLAMP  
W/EXTENSION PLATE  
TYPE-30



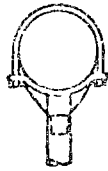
SADDLE SUPP  
TYPE-36



FIG. 1. TYPE CHART



LIGHT WELDED STEEL BRACKET TYPE-31



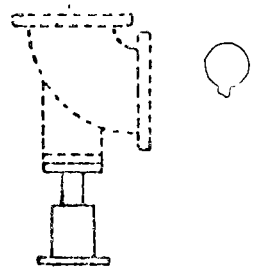
PIPE STANCHION SADDLE TYPE-37



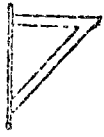
SINGLE PIPE ROLL TYPE-41



ADJ. PIPE ROLL TYPE-47



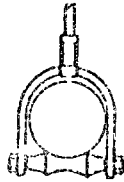
VARIABLE SPRING BASE SUPPORT TYPE-52



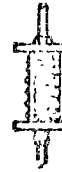
MEDIUM WELDED STEEL BRACKET TYPE-32



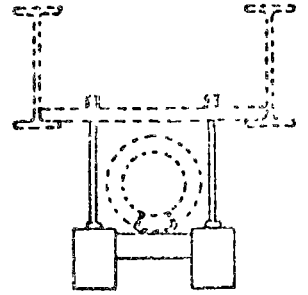
ADJ. PIPE SADDLE SUPPORT TYPE-38



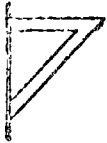
MALLEABLE OR STEEL ADJ. SWIVEL PIPE ROLL TYPE-42



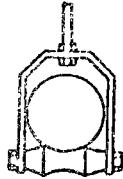
SPRING CUSHION TYPE-48



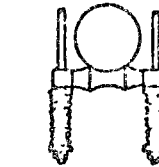
VARIABLE SPRING TRAPEZE HANGER TYPE-53



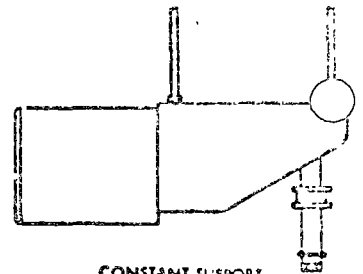
HEAVY WELDED STEEL BRACKET TYPE-33



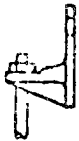
ADJ. ROLLER HANGER TYPE-43



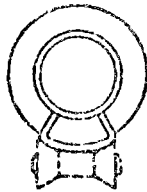
SPRING CUSHION ROLL TYPE-49



CONSTANT SUPPORT HORIZONTAL TYPE TYPE-54



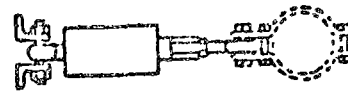
WIDE BEAM BRACKET TYPE-34



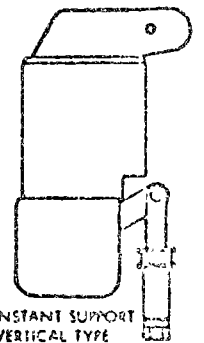
STEEL PIPE COVERING PROTECTION SADDLE TYPE-39A



PIPE ROLL COMPLETE TYPE-44



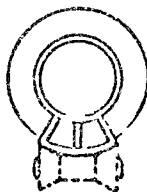
SPRING SWAY BRACE TYPE-50



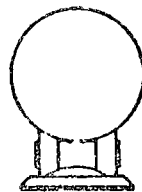
CONSTANT SUPPORT VERTICAL TYPE TYPE-55



ADJUSTABLE SADDLE TYPE-35



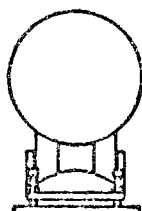
STEEL PIPE COVERING PROTECTION SADDLE TYPE-39B



PIPE ROLL & PLATE TYPE-45



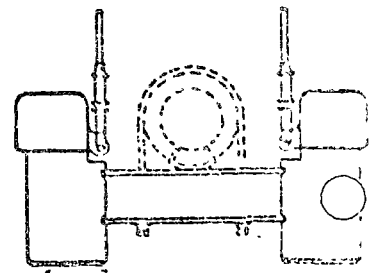
PROTECTION SHIELD TYPE-40



ADJ. PIPE ROLL & BASE TYPE-46



VARIABLE SPRING HANGER TYPE-51



CONSTANT SUPPORT TRAPEZE TYPE TYPE-56

11.2 In the supporting of multiple pipe runs, provisions shall be made to keep the lines in their relative lateral positions, using clamps or clips. Lines subject to thermal expansion shall be free to slide or roll axially.

## 12. RISER SUPPORTS

12.1 The selection and location of riser supports shall take into consideration the entire weight of the riser, hydrostatic test load conditions, line temperature and available supporting structure. On a riser subject to expansion, only one support of the rigid type shall be used.

12.2 Riser clamps shall have a positive means of engagement between the pipe and the clamp.

## 13. ANCHORS, GUIDES AND RESTRAINTS

13.1 Anchors, guides and restraints shall be located by the job specifications and/or drawings. Should the need for, or the desirability of, relocating, eliminating or adding anchors, guides or restraints arise, such changes shall be brought to the attention of the design engineer for consideration and approval.

13.2 Anchors, guides and restraints shall be designed for forces imposed where necessary, by temperature or pressure. Imposed forces shall be determined by the engineering design.

13.3 The necessity for, and the location of, shock suppressors and seismic control devices shall be as determined by the engineering design.

13.4 The location, type and number of corrective devices which may be necessary to control any unforeseen vibrations as determined after the piping is in service are not a part of this standard.

## 14. HANGERS AND SUPPORTS FOR FIRE PROTECTION SYSTEMS

14.1 Hangers and supports for fire protection systems shall conform to the standards published by the National Fire Protection Association in the National Fire Codes for fixed extinguishing equipment. Pamphlet forms are as follows:

NFPA-11 for Foam Extinguishing Systems

NFPA-12 for Carbon Dioxide Systems

NFPA-13 for Installation of Sprinkler Systems

NFPA-14 for Standpipe and Hose Systems

NFPA-15 for Water Spray Systems

NFPA-16 for Foam Water Systems

NFPA-17 for Dry Chemical Extinguishing Systems

Hangers in general are covered in NFPA Pamphlet-13. If the system is other than a standard water sprinkler system, the applicable pamphlet (e.g. Foam) shall also be consulted.

15. CAST IRON PRESSURE PIPING

- 15.1 The size of hangers shall be suitable for the O.D. of the pipe to be supported.
- 15.2 For exposed piping with other than bolted flanged joints, clamps and restraining rods shall be used.
- 15.3 In cases where movement may occur between the piping and the structure to which the hangers are attached, spring hangers shall be installed as specified.
- 15.4 For buried lines, supporting means that may be required due to soil conditions or settlement of terminal points, shall be specified by the engineering design.

16. CAST IRON SOIL PIPING

- 16.1 Requirements shall be as set forth in Section 15 for cast iron pressure pipe, paragraphs 15.3 and 15.4.

17. ASBESTOS CEMENT PIPING

- 17.1 The size of hangers shall be suitable for the O.D. of the pipe to be supported.
- 17.2 Support types and spacing shall be as recommended by the pipe manufacturer.

18. GLASS PIPING

- 18.1 Hangers shall be provided with pads or cushions on the bearing surfaces to prevent scratching the pipe. The hangers shall fit loosely around the pipe yet contact it through the pads or cushions in a manner to distribute the load over the largest possible area. Point loading shall be avoided. The system of hangers shall be designed with the least practical number of rigid anchor points. Anchor and support types shall be as recommended by the pipe manufacturer.
- 18.2 Hangers shall be placed approximately one foot from each side of fittings or couplings. At least two hangers shall be used for each 10 foot section.

19. PLASTIC PIPING

- 19.1 Rigid plastic piping normally shall be supported by the same type of hangers used with steel pipe.
- 19.2 Support spacing shall be based on the plastic pipe manufacturer's recommendations for the service conditions.
- 19.3 Flexible plastic tubing or rigid plastic pipe operating at temperatures high enough to materially lower its strength, shall be supported continuously by light metallic angles or channels and special hangers.

TABLE 2  
SPRING SUPPORTS

Vertical Expansion	Allowable Load Change	Single Spring Hanger	Double Spring Hanger	Stanchion Support
	Note 1	Note 2	and	Note 3
Max. $\frac{1}{4}$ "	Nominal - 25% Medium - 15% Critical - 6%	48, 51SS 48, 51SS 51S	49, 51SS, 53SS 49, 51SS, 53SS 51S, 53S	49, 52SS 49, 52SS 52S
Max. 1"	Nominal - 25% Medium - 15% Critical - 6%	51S 51S 54, 55	51S, 53S 51S, 53S 54, 55, 56	52S 52S 54, 55
Max. 2"	Nominal - 25% Medium - 15% Critical - 6%	51LS 51LS 54, 55	51LS, 53LS 51LS, 53LS 54, 55, 56	52LS 52LS 54, 55
Max. 3"	Nominal - 25% Medium - 15% Critical - 6%	51LS 54, 55 54, 55	51LS, 53LS 54, 55, 56 54, 55, 56	52LS 54, 55 54, 55
Over 3"	Nominal - 25% Medium - 15% Critical - 6%	54, 55 54, 55 54, 55	54, 55, 56 54, 55, 56 54, 55, 56	54, 55 54, 55 54, 55

Note 1 - Load Change at Maximum Spring Working Capacity Not to Exceed Percentages Given Herein.

Note 2 - Numbers in These Columns Are Type Numbers from Figure 1.

Note 3 - Variable Spring Types 51, 52, & 53, i.e., Standard Spring, Short Spring and Long Spring Models Are Identified Above as S, SS & LS, Respectively.



TABLE 4  
 TYPE 40  
 PROTECTION SHIELDS  
 FOR VAPOR BARRIER INSULATED PIPE AND TUBING

Nom. Pipe Size, In.	Shield Length In.	Gage Thickness <sup>2</sup>	Spacing <sup>1</sup> Ft.
1/2 - 3-1/2	12	18	10
4	12	16	10
5 - 6	18	16	10
8 - 14	24	14	10
16 - 24	24	12	10
Nom. Tubing Size, In.	Shield Length In.	Gage Thickness <sup>2</sup>	Spacing <sup>1</sup> Ft.
1/4 - 1	12	18	5*
1-1/4 - 2-1/2	12	18	8*
3 - 3-1/2	12	18	10
4	12	16	10
5 - 6	18	16	10
8	24	14	10

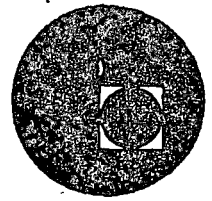
Notes: 1. The listed spans and shield lengths are based on insulation with a compressive strength of 4 psi. For insulation with compressive strengths greater than 4 psi., span may be increased proportionately up to the maximum allowable as listed in Table 3. Spans marked \* are the maximum allowable.

2. Protection shield gages listed are for use with band type hangers only. When shields are used with roller or point loading, shield lengths shall be increased to keep rolling point of contact with the middle one third of the shield length.



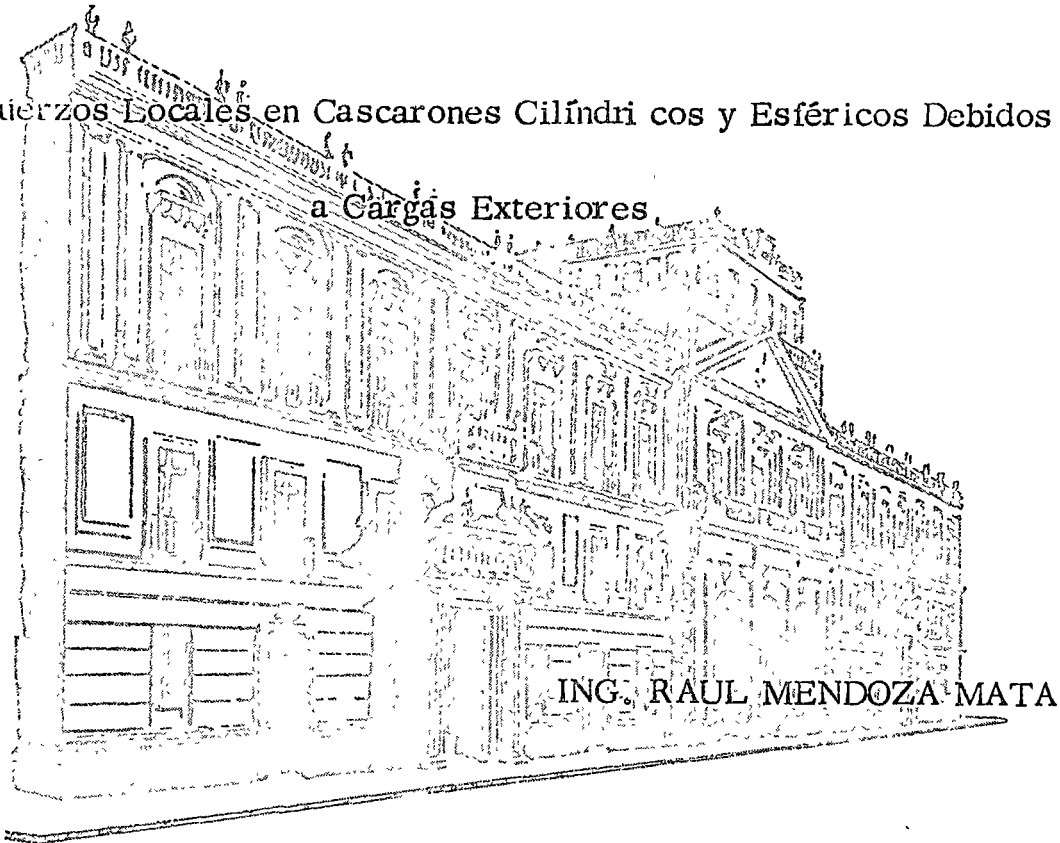


centro de educación continua  
división de estudios superiores  
facultad de ingeniería, unam



## ANÁLISIS Y DISEÑO DE TUBERIAS PARA PLANTAS INDUSTRIALES

Esfuerzos Locales en Cascarones Cilíndricos y Esféricos Debidos  
a Cargas Exteriores.



ING. RAUL MENDOZA MATA

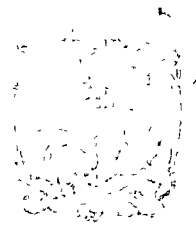
Marzo 1977



center for education and research

1000 University Avenue, Berkeley, CA 94720

Telephone: (415) 841-2000



Center for Education and Research

Center for Education and Research

Center for Education and Research

Center for Education and Research

Center for Education and Research

# Local Stresses in Spherical and Cylindrical Shells due to External Loadings

by K. R. Wichman, A. G. Hopper, and J. L. Mershon

## FOREWORD

F. S. G. WILLIAMS, *Chairman*  
PVRC Subcommittee on Reinforced  
Openings and External Loadings

Several years ago, the Pressure Vessel Research Committee sponsored an analytical and experimental research program aimed at providing methods of determining the stresses in pressure vessel nozzle connections subjected to various forms of external loading. The analytical portion of this work was accomplished by Prof. P. P. Bijlaard of Cornell University, and was reported in Reference 10. In his extensive "Development of the theoretical solutions involved a number of simplifying assumptions including the use of shallow shell theory for spherical vessels and flexible loading surfaces for cylindrical vessels. These circumstances limited the potential usefulness of the results to  $d/D$  ratios of perhaps 0.33 in the case of spherical shells and 0.25 in the case of cylindrical shells. Since no data were available for the larger diameter ratios, Prof. Bijlaard later supplied data, at the urging of the design engineers, for the values of  $\beta = 0.375$  and  $0.50 \cdot t/D$ , ratios approaching 0.60, for cylindrical shells, as listed on page 12 of Reference 10. In so doing, Prof. Bijlaard included a specific warning concerning the possible limitations of these data as follows: "The values for these large loading surfaces were computed on request of several companies. It should be remembered, however, that they actually apply to flexible loading surfaces and, for radial load, to the center of the loading surface. It should be understood that using these values for the edge of the attachment, as was recommended for small loading surfaces, may be unconservative."

Following completion of the theoretical work, experimental work was undertaken in an effort to verify the theory, the results of which were published in References 17 and 18. Whereas this work seemingly provided reasonable verification of the theory, it was limited to relatively small  $d/D$  ratios—0.10 in the case of spherical shells and 0.125 in the case of cylindrical shells. Since virtually no data, either analytical or experimental, were available covering the larger diameter ratios, the Bureau of Ships sponsored a limited investiga-

tion of this problem in spheres, aimed at a particular design problem, and the Pressure Vessel Research Committee undertook a somewhat similar investigation in cylinders. Results of this work have recently become available emphasizing the limitations in Bijlaard's data on cylindrical shells, particularly as it applies to thin shells over the "extended range" (page 12 of Reference 10).

Incident to the use of Bijlaard's data for design purposes, it has become apparent that design engineers sometimes have difficulty in interpreting or properly applying this work. As a result of such experience, PVRC has felt it desirable that all of Bijlaard's work be summarized in convenient "cook-book" form to facilitate its use by design engineers. However, before this document could be issued, the above mentioned limitations became apparent, presenting an unfortunate dilemma: viz., the test data indicate that the calculated data are partially inadequate, but the exact nature and magnitude of the error is not known, nor is any better analytical treatment of the problem available (for cylinders).

Under these circumstances, it was decided that the best course was to proceed with issuing the "cook-book," extending Bijlaard's curves as best we can on the basis of available test data. This decision was based on the premise that all of the proposed changes would be toward the conservative (or "safe") side and that design engineers would continue to use Bijlaard's extended range data unless some alternative were offered. The following paper is therefore presented in the hope that it will facilitate the use of Bijlaard's work by design engineers. Every effort has been made to point out any known limitations in the work and to explain the exact nature of the changes which have been made to Bijlaard's original curves and data; however, users are warned that the resulting work is not necessarily adequate for all cases. It is the hope of the Subcommittee that additional theoretical work can be undertaken to provide more adequate data on various phases of this problem.

## 1. Nomenclature

Symbols used in the formulas and equations in the text are listed below:

### 1.1 General Nomenclature

$\sigma_i$	= normal stress in the $i$ th direction on the surface of the shell, psi
$\tau_{ij}$	= shear stress on the $i$ th face of the $j$ th direction
$S$	= stress intensity—twice maximum shear stress, psi
$N_i$	= membrane force per unit length in the $i$ th direction, lb/in.
$M_i$	= bending moment per unit length in the $i$ th direction, in. lb/in.
$K_n$	= membrane stress concentration factor (pure tension or compression)
$K_b$	= bending stress concentration factor
$i$	= denotes direction. In the case of spherical shells, this will refer to the tangential and radial directions with respect to an axis normal to the shell through the center of the attachment as shown in Fig. 1. In the case of cylindrical shells, this will refer to longitudinal and circumferential directions with respect to the axis of the cylinder as shown in Fig. 2.
+	= denotes tensile stress (when associated with $\sigma_i$ )
-	= denotes compressive stress (when associated with $\sigma_i$ )
$\theta$	= angle around attachment, degrees (see Figs. 1 and 2)
$E$	= modulus of elasticity, psi
$P$	= concentrated radial load or total distributed radial load, lb

$V$	= concentrated external shear load, lb
$M$	= concentrated external overturning moment, in lb
$M_T$	= concentrated external torsional moment, in lb
$d_i, d_m$	= inside diameter and mean diameter, respectively, of the nozzle, in.
$D_i, D_m$	= inside diameter and mean diameter, respectively, of the shell, in.

### 1.2 Nomenclature Applicable to Spherical Shells

$V_1$	= concentrated external shear load in 2-2 direction, lb
$V_2$	= concentrated external shear load in 1-1 direction, lb
$M_1$	= external overturning moment in 1-1 direction, in. lb
$M_2$	= external overturning moment in 2-2 direction, in. lb
$R_m$	= mean radius of spherical shell, in.
$T$	= thickness of spherical shell, in.
$r_0$	= outside radius of cylindrical attachment, in.
$r_m$	= mean radius of hollow cylindrical attachment, in.
$t$	= thickness of hollow cylindrical attachment, in.
$\gamma$	= $r_m/t$
$\rho$	= $T/t$
$U$	= $r_0 \sqrt{R_m T}$
$N_r, N_\theta$	= membrane force in shell wall in radial and circumferential directions, respectively, lb/in. (see Fig. 1)
$M_r, M_\theta$	= bending moment in shell wall in radial and circumferential directions, respectively, in lb/in. (see Fig. 1)
$\sigma_r$	= normal stress in radial direction, psi (see Fig. 1)
$\sigma_\theta$	= normal stress in circumferential direction, psi (see Fig. 1)

F. R. WICHMAN is with the Navy Dept., Bureau of Ships, Washington, D. C. A. G. ROPPER is with All States Design and Development Co., Eng., Pittsburgh, Pa. J. L. MERSHON is with the Atomic Energy Commission, Washington, D. C.

The publication of this report is sponsored by the Pressure Vessel Research Committee of the Welding Research Council.

$\tau_{xy}$  = shear stress on the  $x$  face in the  $y$  direction, psi  
 $\tau_{yx}$  = shear stress on the  $y$  face in the  $x$  direction, psi  
 $\tau_1$  = shear stress on the 1-1 face  
 $\tau_2$  = shear stress on the 2-2 face

### 1.3 Nomenclature Applicable to Cylindrical Shells

$V_c$  = concentrated shear load in the circumferential direction, lb  
 $V_l$  = concentrated shear load in the longitudinal direction, lb  
 $M_c$  = external overturning moment in the circumferential direction with respect to the shell, in. lb  
 $M_l$  = external overturning moment in the longitudinal direction with respect to the shell, in. lb  
 $R_m$  = mean radius of cylindrical shell, in.  
 $l$  = length of cylindrical shell, in.  
 $r_o$  = outside radius of cylindrical attachment, in.  
 $c_1$  = half length of rectangular loading in circumferential direction, in.  
 $c_2$  = half length of rectangular loading in longitudinal direction, in.  
 $T$  = wall thickness of cylindrical shell, in.  
 $x$  = coordinate in longitudinal direction of shell  
 $y$  = coordinate in circumferential direction of shell  
 $\phi$  = cylindrical coordinate in circumferential direction of shell  
 $\alpha$  =  $l/R_m$   
 $\beta$  = attachment parameter  
 $\beta_1$  =  $c_1/R_m$   
 $\beta_2$  =  $c_2/R_m$   
 $\gamma$  =  $l_{cr}/T$ ; shell parameter  
 $C_c, C_l$  = multiplication factors for  $N_c$  and  $N_l$  for rectangular surfaces given in Tables 7 and 8  
 $K_c, K_l$  = coefficients given in Tables 7 and 8  
 $M_c, M_l$  = bending moments in shell wall in the circumferential and longitudinal direction with respect to the shell  
 $N_c, N_l$  = membrane forces in shell wall in the circumferential and longitudinal direction with respect to the shell  
 $\sigma_\phi$  = normal stress in the circumferential direction with respect to the shell, psi  
 $\sigma_x$  = normal stress in the longitudinal direction with respect to the shell, psi  
 $\tau_{\phi x}$  = shear stress on the  $x$  face in the  $\phi$  direction with respect to the shell, psi  
 $\tau_{x\phi}$  = shear stress on the  $\phi$  face in the  $x$

direction with respect to the shell, psi

## 2. General Equation

In the analysis of stresses in thin shells, one proceeds by considering the relation between internal membrane forces, internal bending moments and stress concentrations in accordance with the following:

$$\sigma_t = K_n \frac{N_t}{T} \pm K_b \frac{GM_t}{T^2}$$

Stress concentration factors should be considered in the following situations:

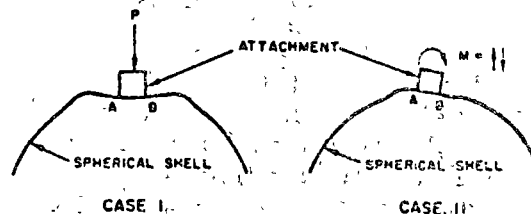
- the vessel is constructed of a brittle material.
- a fatigue evaluation is to be undertaken. The designer may find the data on stress concentrations contained in Appendix B to be helpful.

Much of the work contained in this Bulletin is devoted to a synopsis of methods for obtaining membrane forces ( $N_t$ ) and bending moments ( $M_t$ ) which have been developed by Professor P. P. Bijlaard in his numerous papers written on this subject. This data has been obtained for a wide range of cases by use of an electronic computer and is presented here in the form of nondimensional curves.

## 3. Spherical Shells

### 3.1 Sign Convention

For the most part, stresses will be considered in the vessel wall at the attachment-to-shell juncture. Here a biaxial state of stress exists on the inside and outside surfaces, so that one is concerned with radial and tangential (principal) stresses as indicated in Fig. 1. At this location, one can predict whether the stresses will be tensile (+) or compressive (-) by considering the deflection of the shell resulting from the various modes of loading.



To illustrate, consider Case I showing a direct radial inward load ( $P$ ) transmitted to the shell by the attachment. Here the load acts similar to a local external pressure load on the shell causing compressive membrane stresses. Also, local bending occurs so that tensile bending stresses result on the inside of the vessel at  $A$  and  $B$  while compressive bending stresses result on the outside.

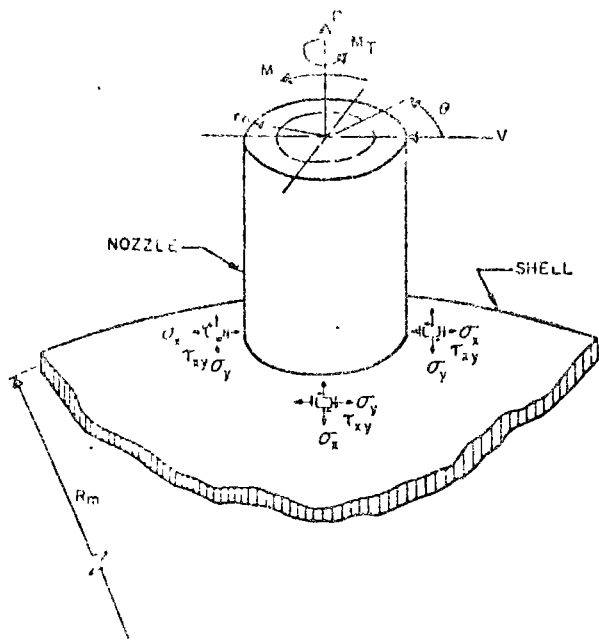


Fig 1--Types of loading conditions at an attachment to a spherical shell

In Case II, the overturning moment may be considered to act as a couple composed of equal and opposite radial forces. Hence, tensile membrane stresses result at A while compressive membrane stresses result at B. As in Case I, local bending also occurs so that tensile bending stresses develop at A on the outside of the vessel and at B on the inside, while compressive bending stresses develop at A on the inside and B on the outside.

In this manner, the signs (tensile +, compressive -) of stresses resulting from various external loading conditions may be predicted. It is to be noted that these stresses are located in the vessel wall at its juncture with the attachment.

Table 1 shows the signs of stresses resulting from radial load and overturning moment. This table will facilitate the use of the nondimensional curves (presented in the following procedure) and minimize concern for the signs of the calculated stresses

### 3.2 Parameters

The results of Bijlaard's work have been plotted in terms of nondimensional geometric parameters by use of an electronic computer. Hence, the first step in this procedure is to evaluate the applicable geometric parameters.

**3.2.1 SHELL PARAMETER (U).** The shell parameter is given by the ratio of the nozzle outside radius to the square root of the product of shell radius and thickness, thus:

$$U = \frac{r_n}{\sqrt{R_m t}}$$

If a square attachment is to be considered,  $U$  may be approximated as follows:

$$\gamma = \frac{c_1}{0.875 \sqrt{R_m t}}$$

**3.2.2 ATTACHMENT PARAMETERS** For spherical shells, either round or square attachments may be considered.

**3.2.2.1 Rigid Attachments:** In the case of a rigid attachment, no attachment parameter is required to use the nondimensional curves.

**3.2.2.2 Nozzles:** For a hollow cylindrical attachment such as a nozzle, the following parameters must be evaluated:

$$\gamma = \frac{r_m}{t}$$

$$\rho = \frac{T}{t}$$

**3.2.2.3 Hollow Square Attachment:** If a hollow square attachment such as a box beam is to be considered, the required parameters may be approximated as follows:

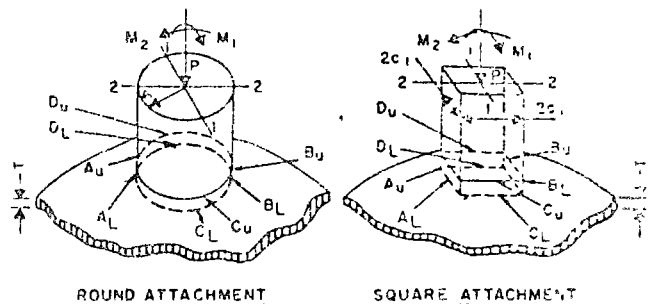
$$\gamma = \frac{r_m}{0.875t}$$

$$\rho = \frac{T}{t}$$

### 3.3 Calculation of Stresses

#### 3.3.1 STRESSES RESULTING FROM RADIAL LOAD, P

Table 1--Sign Convention for Stresses Resulting from Radial and Moment Load on a Spherical Shell



STRESS	LOCATION	LOADING			
		P	M <sub>1</sub>	M <sub>2</sub>	V
Membrane $\frac{M_1}{T} \text{ \& } \frac{M_2}{T}$	Au AL	+	+	+	+
	Bu BL	-	-	-	-
Bending $\frac{cM_1}{T^2}$	Cu CL	+	+	+	+
	Du DL	-	-	-	-
Bending $\frac{cM_2}{T^2}$	Au AL	+	+	+	+
	Bu BL	-	-	-	-
Bending $\frac{cM_1}{T^2}$	Cu CL	+	+	+	+
	Du DL	-	-	-	-

NOTE: 1) Sign convention for stresses: + tension, - compression.  
2) If load P reverses, all signs in column P reverse.  
3) If overturning moment M<sub>2</sub> reverses, all signs in column M<sub>2</sub> reverse.  
4) For round attachment, overturning moments M<sub>1</sub> and M<sub>2</sub> may be each had vector into shell.

### 3.3.1.1 Radial Stresses ( $\sigma_r$ ):

Step 1. Using the applicable values of  $U$ ,  $r$  and  $\rho^*$ , read off the dimensionless membrane force ( $N_r T/P$ ) from the applicable curve which will be found in one of the following figures: Figure SR-2 or SP-1 to SP-10, inclusive.

Step 2. By the same procedure used in Step 1 above, read off the value of dimensionless bending moment ( $M_r/P$ ) from the applicable curve. This value will be found in the same figure used in Step 1.

Step 3. Using the applicable values of  $P$  and  $T$ , calculate the radial membrane stress ( $N_r/T$ ) by:

$$\frac{N_r}{T} = \left( \frac{N_r T}{P} \right) \cdot \left( \frac{P}{T^2} \right)$$

Step 4. By a procedure similar to that used in Step 3, calculate the radial bending stress ( $6M_r/T^2$ ) thus:

$$\frac{6M_r}{T^2} = \left( \frac{M_r}{P} \right) \cdot \left( \frac{6P}{T^2} \right)$$

Step 5. Combine the radial membrane and bending stresses by use of the general stress equation (Section 2) together with the proper choice of sign (see Table 1); i.e.,

$$\sigma_r = K_m \frac{N_r}{T} \pm K_b \frac{6M_r}{T^2}$$

3.3.1.2 Tangential Stress ( $\sigma_\theta$ ): Follow the five (5) steps outlined in 3.3.1.1 using the same figure to obtain ( $N_\theta T/P$ ) and ( $M_\theta/P$ ) as was used to obtain ( $N_r T/P$ ) and ( $M_r/P$ ). It follows that:

$$\frac{N_\theta}{T} = \left( \frac{N_\theta T}{P} \right) \cdot \left( \frac{P}{T^2} \right)$$

$$\frac{6M_\theta}{T^2} = \left( \frac{M_\theta}{P} \right) \cdot \left( \frac{6P}{T^2} \right)$$

$$\sigma_\theta = K_m \frac{N_\theta}{T} \pm K_b \frac{6M_\theta}{T^2}$$

### 3.3.2 STRESSES RESULTING FROM OVERTURNING MOMENT, $M$ .

#### 3.3.2.1 Radial Stresses ( $\sigma_r$ ):

Step 1. Using the applicable values of  $U$ ,  $r$  and  $\rho^*$ , read off the dimensionless membrane force ( $N_r T \sqrt{R_m T}/M$ ) from the applicable curve which will be found in one of the following figures: Figure SR-3 or SM-1 to SM-10, inclusive.

Step 2. By the same procedure used in Step 1 above, read off the value of dimensionless bending moment ( $M_r \sqrt{R_m T}/M$ ) from the applicable curve. This value will be found in the same figure used in Step 1.

Step 3. Using the applicable values of  $M$ ,  $R_m$  and  $T$ , calculate the radial membrane stress

( $N_r/T$ ) by:

$$\frac{N_r}{T} = \left[ \frac{N_r T \sqrt{R_m T}}{M} \right] \cdot \left[ \frac{M}{T^2 \sqrt{R_m T}} \right]$$

Step 4. By a procedure similar to that used in Step 3, calculate the radial bending stress ( $6M_r/T^2$ ), thus:

$$\frac{6M_r}{T^2} = \left[ \frac{M_r \sqrt{R_m T}}{M} \right] \cdot \left[ \frac{6M}{T^2 \sqrt{R_m T}} \right]$$

Step 5. Combine the radial membrane and bending stresses by use of the general stress equation (para. 2) together with the proper choice of sign (see Table 1); i.e.,

$$\sigma_r = K_m \frac{N_r}{T} \pm K_b \frac{6M_r}{T^2}$$

3.3.2.2 Tangential Stress ( $\sigma_\theta$ ): Follow the five steps outlined in 3.3.2.1, using the same figure to obtain ( $N_\theta T \sqrt{R_m T}/M$ ) and ( $M_\theta \sqrt{R_m T}/M$ ) used to obtain ( $N_r T/P$ ) and ( $M_r/P$ ). It follows that:

$$\frac{N_\theta}{T} = \left[ \frac{N_\theta T \sqrt{R_m T}}{M} \right] \cdot \left[ \frac{M}{T^2 \sqrt{R_m T}} \right]$$

$$\frac{6M_\theta}{T^2} = \left[ \frac{M_\theta \sqrt{R_m T}}{M} \right] \cdot \left[ \frac{6M}{T^2 \sqrt{R_m T}} \right]$$

$$\sigma_\theta = K_m \frac{N_\theta}{T} \pm K_b \frac{6M_\theta}{T^2}$$

### 3.3.3 STRESSES RESULTING FROM TORSIONAL MOMENT, $M_T$ .

In the case of a round attachment (such as a pipe), torsional moment is assumed to induce pure shear stresses, so that shear stress ( $\tau$ ) in the shell at the attachment-to-shell juncture is given by:

$$\tau_{\theta z} = \tau_{z\theta} = \frac{M_T}{2\pi r_0^2 T}$$

If only shear stresses are being considered, it is to be noted that the equivalent stress intensity is twice the above calculated shear stress.

In the case of rectangular attachments, torsional moment produces a complex stress field in the shell. Acceptable methods of analyzing this situation are not available at this time. If the designer has reason for concern, the problem should be resolved by testing in accordance with established code procedures.

### 3.3.4 STRESSES RESULTING FROM SHEAR LOAD, $V$ .

Bijlaard has proposed<sup>14</sup> that shear force ( $V$ ) can be assumed transmitted to the shell entirely by membrane shear force. Therefore, stresses in the shell at the attachment-to-shell juncture can be approximated as follows:

#### 3.3.4.1 Round Attachment:

$$\tau_{\theta\theta} = \frac{V}{\pi r_0 T} \sin \theta \quad (\text{refer to Fig. 1})$$

\* Note:  $T$  and  $\rho$  are required in the case of a rigid insert.

### 3.3.2 Square Attachment:

$$\tau_r = \frac{V}{4c_1 \hat{r}} \quad (\text{at } \theta = 90^\circ \text{ and } 270^\circ)$$

3.3.3 STRESSES RESULTING FROM ARBITRARY LOADING. In the general case, all applied loads and moments must be resolved (at the attachment-shell interface) in the three principal directions, i.e., they must be resolved into components  $P$ ,  $V$ ,  $M$ ,  $M_1$ ,  $M_2$  and  $M_3$ . If one then proceeds in the manner previously outlined, membrane loading and shear stresses can be evaluated at eight distinct points in the shell at its juncture with the attachment. These eight points are shown in the sign convention chart, Table 1.

The numerous stress components can be readily accounted for if a scheme similar to that shown in Table 2 and 3 is adopted. In using this scheme, it is to be noted that the Maximum Shear Theory has been used to determine equivalent stress intensities. Also, it is to be noted that evaluation of stresses resulting from internal pressure has been omitted.

Test work conducted by DVRC has shown that stresses attenuate rapidly at points removed from the attachment-to-shell juncture—the maximum stress frequently being located at the juncture.\* However, in the general case of arbitrary loading, one has no assurance that the absolute maximum stress intensity in the shell will be located at one of the eight points considered in the above discussion.

### 3.4 List of Nondimensional Curves for Spherical Shells

#### Solid Attachment

Fig. No.	Description
SR-1	Maximum Stress due to external loading (Radial load and overturning moment combined)
SR-2	Stress due to radial load $P$
SR-3	Stress due to overturning moment $M$

#### Hollow Attachment

##### Stresses Due to Radial Load $P$ on Nozzle Connection

$r$	$\rho$	Fig. No.
5	0.25	SP-1
5	1.00	SP-2
5	2.00	SP-3
5	4.00	SP-4
15	1.00	SP-5
15	2.00	SP-6
15	4.00	SP-7
15	10.00	SP-8
50	4.00	SP-9
50	10.00	SP-10

##### Stress Due to Overturning Moment $M$ on Nozzle Connection

$r$	$\rho$	Fig. No.
5	0.25	SM-1
5	1.00	SM-2
5	2.00	SM-3
5	4.00	SM-4
15	1.00	SM-5

\* Under certain conditions stresses may be higher in the nozzle wall than they are in the vessel wall. This possibility is most likely if the nozzle opening is not reinforced or if the reinforcement is placed on the vessel wall and not on the nozzle.

$r$	$\rho$	Fig. No.
15	2.00	SM-6
15	4.00	SM-7
15	10.00	SM-8
50	4.00	SM-9
50	10.00	SM-10

### 3.5 Limitations on Application

In general, the foregoing procedure is applicable to relatively small attachments on large spherical shells. Where relatively large attachments are considered, or when situations are encountered that deviate considerably from the idealized cases presented herein, the designer should refer to para. A.2 and Fig. A-1 in Appendix A or to the original references to ascertain the limitations of applicability for the procedure used.

Under certain conditions, it is possible that stresses will be higher at points removed from the attachment-to-shell juncture than they are at the juncture itself (as assumed in the foregoing procedure). Of notable concern are the following:

3.5.1 NOZZLE STRESS. The foregoing procedure provides one with a tool to find stresses in the shell, but not in the nozzle. In some instances, stresses will be higher in the nozzle wall than they are in the vessel wall. This possibility is most likely if the nozzle opening is not reinforced, or if the reinforcement is placed on the vessel wall and not on the nozzle.

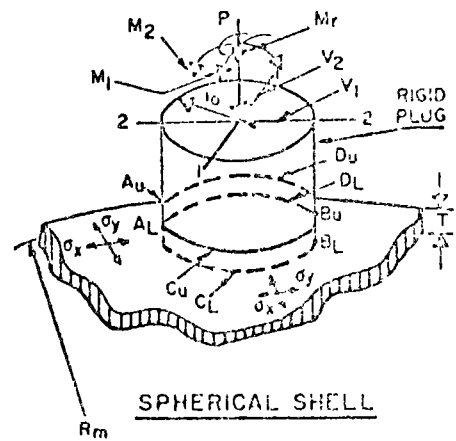
3.5.2 SHELL STRESSES. It has been found in some cases that certain of the stress components (e.g.,  $N_r$  or  $M_1$ ) may peak at points slightly removed from the attachment. Such situations are indicated in the accompanying curves by a dashed line for the stress component(s) in question. If this situation is encountered, the designer could use the maximum value(s) and obtain a conservative result. But in doing so, he should recognize that stress components from different points in the vessel would be combined, and although conservative, the procedure is not theoretically correct. When a rigorous solution of the problem is desired, Bibliographical References 4-9, 12, or 18 should be consulted.

3.5.3 ELLIPSOIDAL SHELLS. The method described in the text may be applied to ellipsoidal pressure vessel heads with reasonable accuracy if the mean shell radius  $R$  at the juncture with the attachment is used in the applicable formulas.

### 3.6 Abridged Calculation for Maximum Stresses Due to Radial and Moment Loading Only at a Rigid Attachment

In the case of a rigid attachment, it has been found that the radial stresses ( $\sigma_r$ ) at the juncture are always larger than the tangential stresses ( $\sigma_t$ ). Hence, in situations where only radial and moment loading are involved, it is possible to find the maximum stresses by considering only the radial stresses ( $\sigma_r$ ). Figure SR-1 has been plotted by combining the nondimensional radial membrane

Table 2—Computation Sheet for Local Stresses in Spherical Shells (Solid Attachment)



1. Applied Load:

- Radial Load,  $P$  \_\_\_\_\_
- Shear Load,  $V_1$  \_\_\_\_\_
- Shear Load,  $V_2$  \_\_\_\_\_
- Overturning Moment,  $M_1$  \_\_\_\_\_
- Overturning Moment,  $M_2$  \_\_\_\_\_
- Torsional Moment,  $M_r$  \_\_\_\_\_

2. Geometry:

- Vessel Thickness,  $T$  \_\_\_\_\_
- Vessel Mean Radius,  $R_m$  \_\_\_\_\_
- Attachment Outside Radius,  $r$  \_\_\_\_\_

3. Geometric Parameters:

$$U = \frac{r_0}{\sqrt{R_m T}}$$

$$\sqrt{R_m T}$$

$$T / R_m T$$

4. Stress Concentration Factors:

- due to: membrane load,  $K_n$  \_\_\_\_\_
- bending load,  $K_b$  \_\_\_\_\_
- \*NOTE: Enter all large values in accordance with sign convention.

Reference Fig. Nos.	Read across for	Calculate or write values of stress or enter results	STRESS - if load is opposite that shown, reverse sign shown							
			Au	AL	Bu	BL	Cu	CL	Du	DL
SR-2	$\frac{N_x T}{P}$	$K_n \left( \frac{N_x T}{P} \right) \cdot \frac{P}{T}$	-	-	-	-	-	-	-	-
	$\frac{M_x}{P}$	$K_b \left( \frac{M_x}{P} \right) \cdot \frac{6P}{T}$	-	+	-	+	-	+	-	+
SR-3	$\frac{N_x T \sqrt{R_m T}}{M}$	$K_n \left( \frac{N_x T \sqrt{R_m T}}{M} \right) \cdot \frac{M}{T \sqrt{R_m T}}$					-	-	+	+
	$\frac{M_x \sqrt{R_m T}}{M}$	$K_b \left( \frac{M_x \sqrt{R_m T}}{M} \right) \cdot \frac{6M}{T \sqrt{R_m T}}$					-	+	+	-
	$\frac{N_y T}{M}$	$K_n \left( \frac{N_y T}{M} \right) \cdot \frac{M}{T \sqrt{R_m T}}$	-	-	+	+				
	$\frac{M_y \sqrt{R_m T}}{M}$	$K_b \left( \frac{M_y \sqrt{R_m T}}{M} \right) \cdot \frac{6M}{T \sqrt{R_m T}}$	-	+	+	-				
Add algebraically for summation of radial stresses, $\sigma_x$										
SR-2	$\frac{N_y T}{P}$	$K_n \left( \frac{N_y T}{P} \right) \cdot \frac{P}{T}$	-	-	-	-	-	-	-	-
	$\frac{M_y}{P}$	$K_b \left( \frac{M_y}{P} \right) \cdot \frac{6P}{T}$	-	+	-	+	-	+	-	+
SR-3	$\frac{N_y T \sqrt{R_m T}}{M}$	$K_n \left( \frac{N_y T \sqrt{R_m T}}{M} \right) \cdot \frac{M}{T \sqrt{R_m T}}$					-	-	+	+
	$\frac{M_y \sqrt{R_m T}}{M}$	$K_b \left( \frac{M_y \sqrt{R_m T}}{M} \right) \cdot \frac{6M}{T \sqrt{R_m T}}$					-	+	+	-
	$\frac{N_x T}{M}$	$K_n \left( \frac{N_x T}{M} \right) \cdot \frac{M}{T \sqrt{R_m T}}$	-	-	+	+				
	$\frac{M_x \sqrt{R_m T}}{M}$	$K_b \left( \frac{M_x \sqrt{R_m T}}{M} \right) \cdot \frac{6M}{T \sqrt{R_m T}}$	-	+	+	-				
Add algebraically for summation of tangential stresses, $\sigma_y$										
Shear stress due to load, $V_1$		$\frac{V_1}{\pi r_0 T}$					-	-	+	+
Shear stress due to load, $V_2$		$\frac{V_2}{\pi r_0 T}$	+	+	-	-				
Shear stress due to Torsion, $M_r$		$\frac{M_r}{2 \pi r_0^2 T}$	+	+	+	+	+	+	+	+
Add algebraically for summation of shear stresses										
COMBINED STRESS INTENSITY, $S$										
1)	when $\sigma_x$ & $\sigma_y$ have like signs	$S = \sqrt{\sigma_x + \sigma_y + \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau^2}}$								
2)	when $\sigma_x$ & $\sigma_y$ have opposite signs	$S = \text{largest of } \sigma_x, \sigma_y \text{ or } \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2}$								
3)	when $\tau_x$ & $\tau_y$ have like signs	$S = \sqrt{(\tau_x + \tau_y)^2 + \sigma^2}$								

and radial bending stresses given in Figs. SR-2 and SR-3, so that the following simplified procedure for calculating maximum stresses has been developed.

3.6.1 MAXIMUM STRESS RESULTING FROM RA-

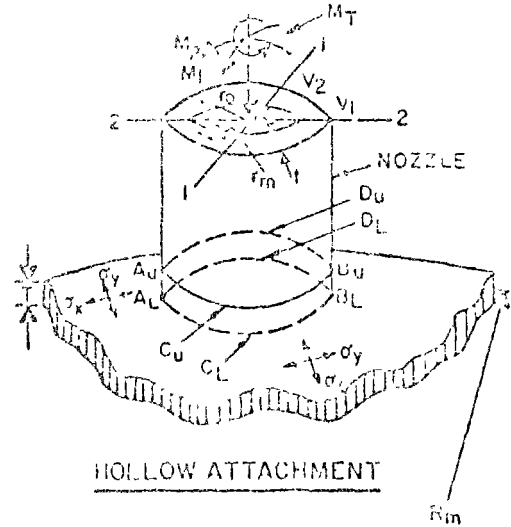
DIAL LOAD (P).

Step 1. Calculate the value of the applicable shell parameter ( $U$ ) as given in para. 3.2.1.

Step 2. Enter Fig. SR-1 at the value of  $U$  found



Table 3—Computation Sheet for Local Stresses in Spherical Vessels (Continued)



1. Applied Loads\*

Internal Load,	P	-----
Shear Load,	V <sub>1</sub>	-----
Shear Load,	V <sub>2</sub>	-----
Overturning Moment,	M <sub>1</sub>	-----
Overturning Moment,	M <sub>2</sub>	-----
Torsional Moment,	M <sub>T</sub>	-----

3. Geometric Parameters

r <sub>0</sub>	-----
T	-----
r <sub>m</sub>	-----
U	-----

2. Geometry

Vessel Thickness,	T	-----
Vessel Mean Radius,	R <sub>m</sub>	-----
Nozzle Thickness,	t	-----
Nozzle Mean Radius,	r <sub>m</sub>	-----
Nozzle Outside Radius,	r <sub>0</sub>	-----

4. Stress Concentration Factors

due to	-----
membrane load, K <sub>n</sub>	-----
bending load, K <sub>b</sub>	-----

NOTE: Enter all force values in accordance with sign convention

From Fig.	Load cases for	Compute absolute values of stress and enter result	STRESS S - if load is opposite that shown, reverse signs shown									
			Au	AL	Bu	BL	Cu	CL	Vu	VL		
SP-1 to 10	$\frac{P}{t}$	$K_n \left( \frac{P r_0 T}{2} \right) = \frac{P}{T^2}$	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	$\frac{V_1}{t}$	$K_b \left( \frac{V_1 T}{t} \right) = \frac{6P}{T^2}$	-	+	-	+	-	+	-	+	-	+
SM-1 to 10	$\frac{M_1 T \sqrt{R_m T}}{M_1}$	$K_n \left( \frac{M_1 T \sqrt{R_m T}}{M_1} \right) = \frac{M_1}{T^2 \sqrt{R_m T}}$	+	-	+	-	+	-	+	-	+	-
	$\frac{M_1 \sqrt{R_m T}}{M_1}$	$K_b \left( \frac{M_1 \sqrt{R_m T}}{M_1} \right) = \frac{6M}{T^2 \sqrt{R_m T}}$	+	-	+	-	+	-	+	-	+	-
	$\frac{M_2 T \sqrt{R_m T}}{M_2}$	$K_n \left( \frac{M_2 T \sqrt{R_m T}}{M_2} \right) = \frac{M_2}{T^2 \sqrt{R_m T}}$	-	-	+	+	-	-	+	+	-	-
	$\frac{M_2 \sqrt{R_m T}}{M_2}$	$K_b \left( \frac{M_2 \sqrt{R_m T}}{M_2} \right) = \frac{6M_2}{T^2 \sqrt{R_m T}}$	-	-	+	+	-	-	+	+	-	-
Add algebraically for summation of $\sigma_x$												
SP-1 to 10	$\frac{M_y T}{P}$	$K_n \left( \frac{M_y T}{P} \right) = \frac{P}{T^2}$	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	$\frac{M_y}{P}$	$K_b \left( \frac{M_y}{P} \right) = \frac{6P}{T^2}$	-	+	-	+	-	+	-	+	-	+
SM-1 to 10	$\frac{M_y T \sqrt{R_m T}}{M_y}$	$K_n \left( \frac{M_y T \sqrt{R_m T}}{M_y} \right) = \frac{M_y}{T^2 \sqrt{R_m T}}$	+	-	+	-	+	-	+	-	+	-
	$\frac{M_y \sqrt{R_m T}}{M_y}$	$K_b \left( \frac{M_y \sqrt{R_m T}}{M_y} \right) = \frac{6M}{T^2 \sqrt{R_m T}}$	+	-	+	-	+	-	+	-	+	-
	$\frac{M_y T \sqrt{R_m T}}{M_y}$	$K_n \left( \frac{M_y T \sqrt{R_m T}}{M_y} \right) = \frac{M_y}{T^2 \sqrt{R_m T}}$	-	-	+	+	-	-	+	+	-	-
	$\frac{M_y \sqrt{R_m T}}{M_y}$	$K_b \left( \frac{M_y \sqrt{R_m T}}{M_y} \right) = \frac{6M_y}{T^2 \sqrt{R_m T}}$	-	-	+	+	-	-	+	+	-	-
Add algebraically for summation of $\sigma_y$												
	Shear stress due to load, V <sub>1</sub>	$\tau_1 = \frac{V}{T r_0 T} =$	+	-	+	-	+	-	+	-	+	-
	Shear stress due to load, V <sub>2</sub>	$\tau_2 = \frac{V}{T r_0 T} =$	+	+	+	-	+	+	+	+	+	+
	Shear stress due to torsion, M <sub>T</sub>	$\tau_3 = \tau_2 = \frac{M}{2 r_0 T} =$	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
Add algebraically for summation of $\tau$												
COMBINED STRESS INTENSITY S												
When $\sigma_x$ & $\sigma_y$ have like signs: $S = \sqrt{\sigma_x + \sigma_y + \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau^2}}$												
When $\tau = 0$ : S = largest of $\sigma_x, \sigma_y$ or $ \sigma_x - \sigma_y $												
When $\sigma_x$ & $\sigma_y$ have unlike signs: $S = \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau^2}$												

in Step 1, and using the curve marked "radial load  $P$ ," read off the value of the nondimensional stress ( $\sigma_r T^2/P$ ).

Step 3. Using the applicable value of load ( $P$ ), shell thickness ( $T$ ), and stress concentration factor ( $K_n$ ), calculate the maximum combined stress ( $\sigma$ ) thus:

$$\sigma = K_n \left( \frac{\sigma_r T^2}{P} \right) \left( \frac{P}{T^2} \right)$$

In the case of a cylindrical attachment, this stress will be located on the outside surface of the vessel all the way around at its intersection with the attachment. If  $P$  is acting radially inward, a compressive (-) stress results; if  $P$  acts radially outward, a tensile (+) stress results. Since the stress normal to the surface of the vessel is zero,  $\sigma$  is the maximum stress intensity; i.e.,  $S = \sigma$ .

### 3.6.2 MAXIMUM STRESS RESULTING FROM OVERTURNING MOMENTS, $M_1$ AND $M_2$ .

Step 1. Resolve moments  $M_1$  and  $M_2$  vectorially into a single moment ( $M$ ) thus:

$$M = \sqrt{M_1^2 + M_2^2}$$

NOTE: It is assumed that  $M_1$  and  $M_2$  are orthogonally oriented. Also,  $M$  must not include torsional moment ( $M_t$ ) as shown in Fig. 1.

Step 2. Calculate the value of the applicable shell parameter ( $U$ ) as given in para. 3.2.1.

Step 3. Enter Fig. SR-1 at the value of  $U$  found in Step 2, and using the curve marked "external moment  $M$ " read off the value of the nondimensional stress ( $\sigma_r T^2 \sqrt{R_m T} / M$ ).

Step 4. Using the applicable value of moment ( $M$ ), shell thickness ( $T$ ), shell mean radius ( $R_m$ ), and stress concentration factor ( $K_n$ ), calculate the maximum combined stress ( $\sigma$ ), thus:

$$\sigma = K_n \left( \frac{\sigma_r T^2 \sqrt{R_m T}}{M} \right) \times \left( \frac{M}{T^2 \sqrt{R_m T}} \right)$$

In the case of a cylindrical attachment, this stress will be located on the outside surface of the vessel, at its intersection with the attachment, on the "forward side" of the moment ( $M$ ). The stress ( $\sigma$ ) will be distributed sinusoidally around the attachment. Since the stress normal to the surface of the vessel is zero,  $\sigma$  is the maximum stress intensity, i.e.,  $S = \sigma$ .

3.6.3 MAXIMUM STRESS RESULTING FROM COMBINED LOAD ( $P$ ) AND OVERTURNING MOMENT ( $M$ ). If load ( $P$ ) and moment ( $M$ ) are considered separately as outlined in 3.6.1 and 3.6.2 above, it is possible to consider the combined loading condition by superposing results of the two cases as follows:

$$\sigma = K_n \left[ \left( \frac{\sigma_r T^2}{P} \right) \left( \frac{P}{T^2} \right) + \right.$$

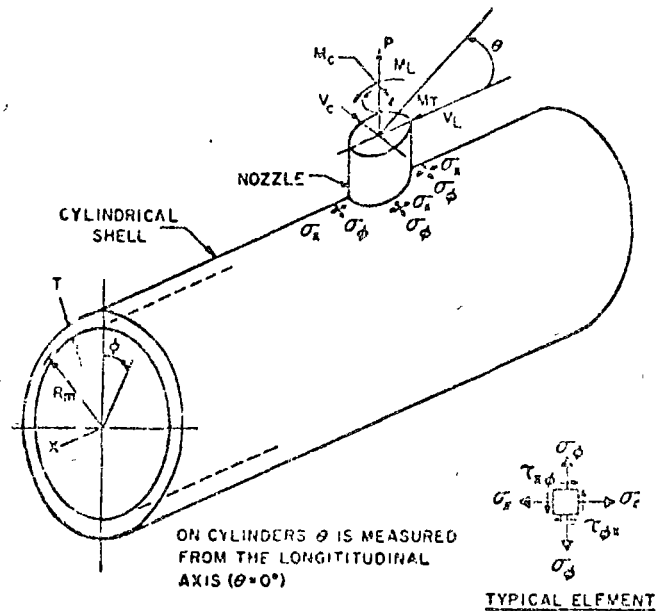


Fig. 2--Types of loading conditions at an attachment to a cylindrical shell!

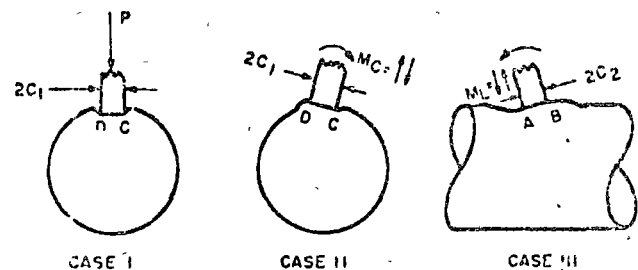
$$\left( \frac{\sigma_r T^2 \sqrt{R_m T}}{M} \right) \left( \frac{M}{T^2 \sqrt{R_m T}} \right)$$

in using this formula, the sign conventions established in Table 1 should be used.

## 4. Cylindrical Shells

### 4.1 Sign Convention

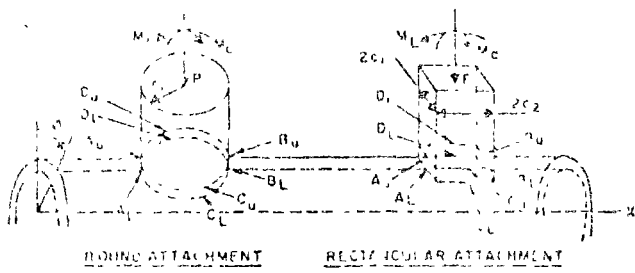
Stresses will be considered in the shell at the attachment-to-shell juncture in both the circumferential and longitudinal directions as shown in Fig. 2. A knowledge of the shell deflections resulting from various modes of loading permits one to predict whether resulting stresses will be tensile (+) or compressive (-).



Consider Case I showing a direct radial inward load,  $P$ . Here  $P$  acts similar to a local external pressure on the shell causing compressive membrane stresses. Furthermore, local bending occurs so that tensile bending stresses result on the inside of the vessel at  $C$  and  $D$  while compressive bending stresses result on the outside.

In Cases II and III, the applied moments are considered to act as couples composed of equal and opposite radial forces. Hence, tensile membrane stresses result at  $B$  and  $D$  while compressive membrane stresses result at  $A$  and  $C$ . As in Case I

Table 4--Sign Convention for Stresses Resulting from Radial and Moment Loading on a Cylindrical Shell



LOADING CONDITION	ROUND ATTACHMENT		RECTANGULAR ATTACHMENT	
	INSIDE	OUTSIDE	INSIDE	OUTSIDE
INTERNAL PRESSURE (P)	+	-	+	-
LONGITUDINAL MOMENT (M <sub>u</sub> )	+	-	+	-
CIRCUMFERENTIAL MOMENT (M <sub>c</sub> )	-	+	-	+
RADIAL LOAD (P)	-	+	-	+

tensile bending stresses result at A and C on the inside of the vessel, and B and D on the outside of the vessel. Similarly, compressive bending stresses result at A and C on the outside and B and D on the inside.

In this manner Table 4 has been developed to show the signs of stresses resulting from various external loading conditions. These stresses are located in the vessel wall at its juncture with the attachment. Use of Table 4 permits one to use the nondimensional curves presented in the following procedure with a minimum of encumbrance and concern for sign convention.

The numerous stress components can be readily accounted for if a scheme similar to that shown in Table 5 is adopted. In using this scheme it is to be noted that the Maximum Shear Theory has been used to determine equivalent stress intensities. Also it is to be noted that evaluation of stresses resulting from internal pressure has been omitted.

Test work conducted by PVRC has shown that stresses attenuate rapidly at points removed from the attachment-to-shell juncture, the maximum stress usually being located at the juncture. However, in the general case of arbitrary loading, one has no assurance that the absolute maximum stress intensity will be located at one of the eight points considered in the above discussion. The maximum stress intensity could be located at some intermediate point around the juncture under an arbitrary load, or under a longitudinal moment with the circumstances outlined in para. 4.4 and

Appendix A  
Parameters

The results of Byland's work have been plotted in terms of nondimensional geometric parameters by use of an electronic computer. Hence, the first step in this procedure is to evaluate the applicable geometric parameters  $\gamma$  and  $\beta$ .

4.2.1 SHELL PARAMETER ( $\gamma$ ). The shell parameter is given by the ratio of the shell mid-radius to shell thickness thus,

$$\gamma = R_m / T$$

4.2.2 ATTACHMENT PARAMETER ( $\beta$ ). For cylindrical shells, either round or rectangular attachments may be considered in the following manner.

4.2.2.1 Round Attachment. For a round attachment the parameter  $\beta$  is evaluated using the expression:

$$\beta = \frac{0.875 r_0}{R_m}$$

4.2.2.2 Square Attachment. For a square attachment the parameter  $\beta$  is evaluated by,

$$\beta = \beta_1 = \beta_2 = \frac{c_1}{R_m} = \frac{c_2}{R_m}$$

4.2.2.3 Rectangular Attachment Subject to Radial Load (P): For this case  $\beta$  is evaluated as follows:

$$\beta_1 = \frac{c_1}{R_m} \quad \beta_2 = \frac{c_2}{R_m}$$

If  $\frac{\beta_1}{\beta_2} > 1$ ,  $\beta =$

$$\left[ 1 - \frac{1}{3} \left( \frac{\beta_1}{\beta_2} - 1 \right) (1 - K_1) \right] \sqrt{\beta_1 \beta_2}$$

If  $\frac{\beta_1}{\beta_2} < 1$ ,  $\beta =$

$$\left[ 1 - \frac{4}{3} \left( 1 - \frac{\beta_1}{\beta_2} \right) (1 - K_2) \right] \sqrt{\beta_1 \beta_2}$$

where K values are obtained from Table 6.

4.2.2.4 Rectangular Attachment Subject to Circumferential Moment (M<sub>c</sub>).

4.2.2.4.1: When considering membrane forces (N):  $\beta = \sqrt{\beta_1 \beta_2}$ . Then multiply values of N/(M<sub>c</sub>/R<sub>m</sub><sup>2</sup>) so determined by C<sub>1</sub> from Table 7 (see para. 4.3).

4.2.2.4.2: When considering bending moment (M):  $\beta = K_1 \sqrt{\beta_1 \beta_2}$  where K<sub>1</sub> is given in Table 7.

4.2.2.5 Rectangular Attachment Subject to Longitudinal Moment (M<sub>u</sub>).

4.2.2.5.1: When considering membrane forces (N):  $\beta = \sqrt{\beta_1 \beta_2}$ . Then multiply values of

Table 5—Computation Sheet for Local Stresses in Cylindrical Shells

1. Applied Loads\*

- Radial load, P ——— lb.
- Circ. Moment, Mc ——— in. lb.
- Long. Moments, ML ——— in. lb.
- Torsion Moment, Mr ——— in. lb.
- Shear Load, Vc ——— lb.
- Shear Load, VL ——— lb.

2. Geometry

- Vessel thickness, T ——— in.
- Attachment radius, ro ——— in.
- Vessel radius, Rm ——— in.

3. Geometric Parameters

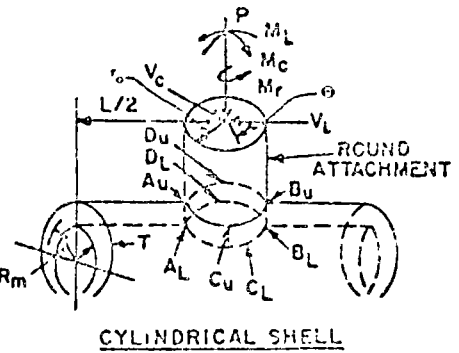
$$\gamma = \frac{R_m}{T}$$

$$\beta = (0.875) \frac{r_o}{R_m} = \text{——}$$

Stress Concentration due to:

- a) membrane load, Kn
- b) bending load, Kb

\*NOTE Enter all force values in accordance with sign convention



From Fig.	Read curves for	Compute absolute values of stress and enter result	STRESSES — if load is opposite that shown, reverse signs shown							
			Au	AL	Bu	BL	Cu	CL	Du	DL
3C	$\frac{N_r}{P \cdot R_m}$	$K_n \left( \frac{N_r}{P \cdot R_m} \right) \cdot \frac{P}{R_m}$	-	-	-	-	-	-	-	-
1C	$\frac{M_c}{P}$	$K_b \left( \frac{M_c}{P} \right) \cdot \frac{6P}{T^2}$	+	+	-	+	-	+	-	+
3A	$\frac{N_r}{M_c \cdot R_m \cdot \beta}$	$K_n \left( \frac{N_r}{M_c \cdot R_m \cdot \beta} \right) \cdot \frac{M_c}{R_m \cdot \beta \cdot T}$								
1A	$\frac{M_c}{M_c \cdot T \cdot \beta}$	$K_b \left( \frac{M_c}{M_c \cdot T \cdot \beta} \right) \cdot \frac{6M_c}{R_m \cdot \beta \cdot T^2}$								
3B	$\frac{N_r}{M_L \cdot R_m \cdot \beta}$	$K_n \left( \frac{N_r}{M_L \cdot R_m \cdot \beta} \right) \cdot \frac{M_L}{R_m \cdot \beta \cdot T}$			+	+				
1B or 1B-1	$\frac{M_L}{M_L \cdot R_m \cdot \beta}$	$K_b \left( \frac{M_L}{M_L \cdot R_m \cdot \beta} \right) \cdot \frac{6M_L}{R_m \cdot \beta \cdot T^2}$			+	-				
Add algebraically for summation of Y stresses, $\sigma_y$										
4C	$\frac{N_r}{P \cdot R_m}$	$K_n \left( \frac{N_r}{P \cdot R_m} \right) \cdot \frac{P}{P - T}$	-	-	-	-	-	-	-	-
2C	$\frac{M_c}{P}$	$K_b \left( \frac{M_c}{P} \right) \cdot \frac{6P}{T^2}$	+	+	-	+	-	+	-	+
4A	$\frac{N_r}{M_c \cdot R_m \cdot \beta}$	$K_n \left( \frac{N_r}{M_c \cdot R_m \cdot \beta} \right) \cdot \frac{M_c}{R_m \cdot \beta \cdot T}$								
2A	$\frac{M_c}{M_c \cdot R_m \cdot \beta}$	$K_b \left( \frac{M_c}{M_c \cdot R_m \cdot \beta} \right) \cdot \frac{6M_c}{R_m \cdot \beta \cdot T^2}$								
4B	$\frac{N_r}{M_L \cdot R_m \cdot \beta}$	$K_n \left( \frac{N_r}{M_L \cdot R_m \cdot \beta} \right) \cdot \frac{M_L}{R_m \cdot \beta \cdot T}$			+	+				
2B or 2B-1	$\frac{M_L}{M_L \cdot R_m \cdot \beta}$	$K_b \left( \frac{M_L}{M_L \cdot R_m \cdot \beta} \right) \cdot \frac{6M_L}{R_m \cdot \beta \cdot T^2}$			+	-				
Add algebraically for summation of X stresses, $\sigma_x$										
Shear stress due to torsion Mr	$r \cdot \pi \cdot \tau = \tau \cdot \pi \cdot r$	$\frac{M_r}{2 \pi r^2 \cdot T}$	+	+	+	+	+	+	+	+
Shear stress due to load, Vc	$r \cdot \pi \cdot \tau = \tau \cdot \pi \cdot r$	$\frac{V_c}{\pi r \cdot T}$	+	+	-	-				
Shear stress due to load, VL	$r \cdot \pi \cdot \tau = \tau \cdot \pi \cdot r$	$\frac{V_L}{\pi r \cdot T}$							+	+
Add algebraically for summation of shear stresses, $\tau$										
COMBINED STRESS INTENSITY, S										
1) When $\sigma'_x$ & $\sigma'_y$ have like signs	S	$\frac{1}{2} \left[ \sigma'_x + \sigma'_y + \sqrt{(\sigma'_x - \sigma'_y)^2 + 4\tau^2} \right]$								
2) When $\tau = 0$	S	largest of $\sigma'_x, \sigma'_y$ or $ \sigma'_x - \sigma'_y $								
3) When $\sigma'_x$ & $\sigma'_y$ have unlike signs	S	$\sqrt{(\sigma'_x - \sigma'_y)^2 + 4\tau^2}$								

$N_r / (M_L / R_m)$  so determined by  $(C_L)$  from Table 8 (see para 4.2.5.2)

4.2.5.2: When considering bending moment  $(M_L)$ :  $\beta = K_L \sqrt{\rho_{11} \beta^2}$  where  $K_L$  is given in Table 8.

4.3 Calculation of Stresses

4.3.1 STRESSES RESULTING FROM RADIAL LOAD, P.

4.3.1.1 Circumferential Stresses ( $\sigma_\theta$ ).

Step 1. Using the applicable values of  $\beta$  and  $\gamma$

Table 6—Radial Load (P)

	$N_s$	$N_r$	$M_s$	$M_r$
$K_s$	0.91	1.68	1.76	1.2
$K_r$	1.48	1.2	0.88	1.25

Note: Above holds approximately within limits  $4 \geq \beta_1/\beta_2 \geq 1/4$ .

calculated in para. 4.2, enter Fig. 3C and read off the dimensionless membrane force  $[N_s/P/R_m]$ .

Step 2. By the same procedure used in Step 1, enter Fig. 1C or 1C-1 and find the dimensionless bending moment  $[M_r/P]$ .

Step 3. Using applicable values of  $P$ ,  $R_m$ , and  $T$ , find the circumferential membrane stress  $(N_s/T)$  by:

$$\frac{N_s}{T} = \left[ \frac{N_s}{P/R_m} \right] \cdot \left[ \frac{P}{R_m T} \right]$$

Step 4. By a procedure similar to that used in Step 3, find the circumferential bending stress  $(6M_r/T^2)$  thus:

$$\frac{6M_r}{T^2} = \left[ \frac{M_r}{P} \right] \cdot \left[ \frac{6P}{T^2} \right]$$

Step 5. Combine the circumferential membrane and bending stresses by use of the general stress

equation (Section 2), together with the proper choice of sign (Table 4), i.e.:

$$\sigma_s = K_s \frac{N_s}{T} \pm K_b \frac{6M_r}{T^2}$$

4.3.1.2 Longitudinal Stresses ( $\sigma_r$ ): Follow the 5 steps outlined in 4.3.1.1 except that  $[N_r/P/R_m]$  is obtained using Fig. 1C, and  $[M_r/P]$ , using Fig. 2C or 2C-1. It follows that:

$$\frac{N_r}{T} = \left[ \frac{N_r}{P/R_m} \right] \cdot \left[ \frac{P}{R_m T} \right]$$

$$\frac{6M_r}{T^2} = \left[ \frac{M_r}{P} \right] \cdot \left[ \frac{6P}{T^2} \right] \text{ and}$$

$$\sigma_r = K_s \frac{N_r}{T} \pm K_b \frac{6M_r}{T^2}$$

4.3.2 STRESSES RESULTING FROM CIRCUMFERENTIAL MOMENT,  $M_c$ .

4.3.2.1 Circumferential Stresses ( $\sigma_s$ ):

Step 1. Using the applicable values of  $r$ ,  $\beta_1$ , and  $\beta_2$  calculated in para. 4.2, enter Fig. 3A and read off the dimensionless membrane force  $N_s (M_c/R_m \beta_1)$ .

Step 2. By the same procedure used in Step 1, enter Fig. 1A and find the dimensionless bending moment  $M_c (M_c/R_m \beta)$ .

Step 3. Using applicable values of  $M_c$ ,  $R_m$ ,  $\beta$

Table 7—Circumferential Moment (M)

$\beta_1/\beta_2$	$\gamma$	$K_c$ for $\theta$	$K_c$ for $M_c$	$K_c$ for $M_r$	$C_c$ for $N_s$	$C_c$ for $N_r$
1/4	15	1.09	1.31	1.81	0.51	0.48
	50	1.04	1.24	1.62	0.21	0.46
	100	0.97	1.16	1.45	0.15	0.44
	300	0.92	1.02	1.17	0.09	0.46
1/2	15	1.00	1.09	1.36	0.64	0.75
	50	0.98	1.08	1.31	0.57	0.75
	100	0.94	1.04	1.26	0.51	0.76
	300	0.95	0.99	1.13	0.39	0.77
2	15	(1.00)	(1.20)	(0.97)	(1.7)	(1.2)
	100	1.19	1.10	0.95	1.43	1.12
	300	.	(1.00)	(0.90)	(1.3)	(1.0)
4	15	(1.00)	(1.47)	(1.08)	(1.75)	(1.51)
	100	1.49	1.38	1.06	1.49	0.81
	300	..	(1.27)	(0.98)	(1.36)	(0.74)

Note: The values in parenthesis determined by an approximate solution

Table 8—Longitudinal Moment (M<sub>L</sub>)

$\beta_1/\beta_2$	$\gamma$	$K_L$ for $\theta$	$K_L$ for $M_L$	$K_L$ for $M_r$	$C_L$ for $N_s$	$C_L$ for $N_r$
1/4	15	1.14	1.80	1.24	0.75	0.35
	50	1.13	1.65	1.16	0.77	0.33
	100	1.18	1.59	1.11	0.80	0.34
	300	1.31	1.56	1.11	0.90	0.37
1/2	15	(1.00)	(1.08)	(1.04)	(0.90)	(0.75)
	100	1.00	1.07	1.02	0.97	0.68
	300	(1.00)	(1.05)	(1.02)	(1.10)	(0.60)
2	15	.	(0.93)	(1.12)	(0.87)	(1.20)
	100	1.09	0.89	1.07	0.81	1.15
	300	..	(0.79)	(0.90)	(0.80)	(1.00)
4	15	1.39	0.90	1.24	0.68	1.20
	100	1.18	0.81	1.12	0.51	1.03
	300	..	(0.64)	(0.83)	(0.50)	(1.30)

Note: The values in parenthesis determined by an approximate solution

and  $T$ , find the circumferential membrane stress ( $N_\phi/T$ ) by:

$$\frac{N_\phi}{T} = \left[ \frac{N_\phi}{M_c/R_m\beta} \right] \cdot \left[ \frac{M_c}{R_m\beta T} \right]$$

Step 4. By a procedure similar to that used in Step 3, find the circumferential bending stress ( $6M_\phi/T^2$ ). Thus:

$$\frac{6M_\phi}{T^2} = \left[ \frac{M_\phi}{M_c/R_m\beta} \right] \cdot \left[ \frac{6M_c}{R_m\beta T^2} \right]$$

Step 5. Combine the circumferential membrane and bending stresses by use of the general stress equation (Section 2) together with proper choice of sign (Table 4); i.e.:

$$\sigma_\phi = K_1 \frac{N_\phi}{T} \pm K_2 \frac{6M_\phi}{T^2}$$

4.3.2.2 Longitudinal Stresses ( $\sigma_z$ ): Follow the 5 steps outlined in 4.3.2.1 except that  $[N_r/(M_r/R_m\beta)]$  is obtained using Fig. 4A; and  $[M_r/(M_c/R_m\beta)]$ , using Fig. 2A. It follows that:

$$\frac{N_r}{T} = \left[ \frac{N_r}{M_r/R_m\beta} \right] \cdot \left[ \frac{M_r}{R_m\beta T} \right]$$

$$\frac{6M_r}{T^2} = \left[ \frac{M_r}{M_c/R_m\beta} \right] \cdot \left[ \frac{6M_c}{R_m\beta T^2} \right]$$

$$\sigma_z = K_3 \frac{N_r}{T} \pm K_4 \frac{6M_r}{T^2}$$

4.3.3 STRESSES RESULTING FROM LONGITUDINAL MOMENT,  $M_L$ .

4.3.3.1 Circumferential Stresses ( $\sigma_\phi$ ): Follow the 5 steps outlined in 4.3.2.1 except that  $[N_\phi/(M_L/R_m\beta)]$  is obtained using Fig. 3B; and  $[M_\phi/(M_L/R_m\beta)]$ , using Fig. 1B or 1B-1. It follows that:

$$\frac{N_\phi}{T} = \left[ \frac{N_\phi}{M_L/R_m\beta} \right] \cdot \left[ \frac{M_L}{R_m\beta T} \right]$$

$$\frac{6M_\phi}{T^2} = \left[ \frac{M_\phi}{M_L/R_m\beta} \right] \cdot \left[ \frac{6M_L}{R_m\beta T^2} \right]$$

4.3.3.2 Longitudinal Stresses ( $\sigma_z$ ): Follow the 5 steps outlined in 4.3.2.1 except that  $[N_r/(M_r/R_m\beta)]$  is obtained using Fig. 4B; and  $[M_r/(M_L/R_m\beta)]$ , using Fig. 2B or 2B-1. It follows that:

$$\frac{N_r}{T} = \left[ \frac{N_r}{M_r/R_m\beta} \right] \cdot \left[ \frac{M_r}{R_m\beta T} \right]$$

$$\frac{6M_r}{T^2} = \left[ \frac{M_r}{M_L/R_m\beta} \right] \cdot \left[ \frac{6M_L}{R_m\beta T^2} \right]$$

4.3.4 STRESSES RESULTING FROM TORSIONAL MOMENT,  $M_T$ . In the case of a round attachment (such as a pipe), torsional moment is assumed to induce only shear stresses, so that shear stress ( $\tau$ ) in the shell at the attachment-to-shell juncture is given by:

$$\tau_{\phi r} = \tau_{r\phi} = \frac{M_T}{2\pi r_0^2 T}$$

If only shear stresses are being considered, it is to be noted that the equivalent stress intensity is twice the above calculated shear stress.

In the case of rectangular attachments, torsional moment produces a complex stress field in the shell. Acceptable methods of analyzing this situation are not available at this time. If the designer has reason for concern, the problem should be resolved by testing in accordance with established code procedures.

4.3.5 STRESSES RESULTING FROM SHEAR LOADS,  $V_c$  AND  $V_L$ . Bijlaard has proposed\* that shear force ( $V$ ) can be assumed transmitted to the shell entirely by membrane shear force. Therefore stresses in the shell at the attachment-to-shell juncture can be approximated as follows:

4.3.5.1 Round Attachment

$$\tau_{r\phi} = \frac{V_c}{\pi r_0 T} \cos \theta \quad (\text{max. at A and B})$$

$$\tau_{\phi z} = \frac{V_L}{\pi r_0 T} \sin \theta \quad (\text{max. at C and D})$$

4.3.5.2 Rectangular Attachment

$$\tau_{r\phi} = \frac{V_c}{4c_1 T}$$

$$\tau_{\phi z} = \frac{V_L}{4c_2 T}$$

4.3.6 STRESSES RESULTING FROM ARBITRARY LOADING. In the general case, all applied loads and moments must be resolved (at the attachment-to-shell interface) in the three principal directions; i.e., they must be resolved into components  $P$ ,  $V_c$ ,  $V_L$ ,  $M_r$ ,  $M_L$  and  $M_T$ . If one then proceeds in the manner previously outlined (e.g., para. 4.3.1.1), membrane, bending and shear stresses can be evaluated at eight points in the shell at its juncture with the attachment. These eight points are shown in the sign convention chart, Table 4.

4.4 Nondimensional Curves for Cylindrical Shells

The nondimensional curves which follow constitute, in general, a replot of Bijlaard's data to a semilog scale in order that certain portions of the curves can be read with greater facility. Those portions of the curves which are taken directly from Bijlaard's work are shown as solid curves; those portions of the curves which have been modified on the basis of recent experimental data, as discussed in Appendix A, are shown as dotted curves.

In the case of longitudinal moment loading and axial loading (thrust), two sets of curves are shown for the bending components of stress—one set ap-

\* See reference 14.

plying to the longitudinal axis, and the other applying to an area of maximum stress on the axes of symmetry (longitudinal moment), or to the transverse axis (thrust). In the latter case, a portion of the original curves has been deleted in order to emphasize that the curves should not be used beyond the limits indicated. This was done because the available data indicated that the "outer limits" of the curves were appreciably unconservative, with no feasible manner to "correct" them (as explained in Appendix A).

In the case of longitudinal moment, the exact location of the maximum stress cannot be defined with certainty, but Fig. A-14 will provide an estimate of its location (considering that the location of maximum stress under internal pressure and longitudinal moment was essentially the same on the TP model "C-1," as shown on Figs. A-2 and A-3). It should also be noted that, to the best of our knowledge, the curves for "maximum stresses on the axes of symmetry" (Figs. 1B-1 and 2B-1) would apply only to the case of a round, flexible nozzle connection; it is conceivable that a similar effect might apply to a rigid square or rectangular attachment, for which the shell at the outer edges of the attachment might take a greater part of the load than that portion of the shell adjacent to the longitudinal centerline. However, we know of no direct evidence to support such an assumption.

#### 4.4.1 LIST OF NONDIMENSIONAL CURVES FOR CYLINDRICAL SHELLS

Fig. 1A	Moment $M_o$ ( $M, R_m, \beta$ ) due to $M_c$
Fig. 2A	Moment $M_r$ ( $M, R_m, \beta$ ) due to $M_c$
Fig. 3A	Membrane force $N_o$ ( $M, R_m, \beta$ ) due to $M_c$
Fig. 4A	Membrane force $N_r$ ( $M, R_m, \beta$ ) due to $M_c$
Fig. 1B or 1B-1	Moment $M_o$ ( $M_L, R_m, \beta$ ) due to $M_L$
Fig. 2B or 2B-1	Moment $M_r$ ( $M_L, R_m, \beta$ ) due to $M_L$
Fig. 3B	Membrane force $N_o$ ( $M_L, R_m, \beta$ ) due to $M_L$
Fig. 4B	Membrane force $N_r$ ( $M_L, R_m, \beta$ ) due to $M_L$
Fig. 1C or 1C-1	Moment $M_o$ , $P$ due to $P$
Fig. 2C or 2C-1	Moment $M_r$ , $P$ due to $P$
Fig. 3C	Membrane force $N_o$ , $P, R_m$ due to $P$
Fig. 4C	Membrane force $N_r$ , $P, R_m$ due to $P$

#### 4.5 Limitations on Application

Where relatively large attachments are considered, or when situations are encountered that deviate considerably from the idealized cases presented herein, the designer should refer to para. A 3

in Appendix C and to the original references to ascertain the limitations of applicability for the procedure used.

However, there are a few generalizations that can safely be made regarding vessel and attachment geometry.

4.5.1 EXTERNAL RADIAL LOAD. Stresses are affected very little by the ratio of shell length to shell radius ( $l/R_m$ ). Therefore, no restriction is made on the point of load application except in very extreme cases. The curves included in this report are for an  $l/R_m$  ratio of 3, which is sufficient for most practical applications. On the basis of data presented in Bibliographical Reference 2, results based on an  $l/R_m$  ratio of 8 will be slightly conservative for lesser values of  $l/R_m$  ratio and unconservative for greater values of  $l/R_m$  ratio. However, the error involved does not exceed approximately 10% of all  $l/R_m$  values greater than 3, which should be sufficiently accurate for most calculations. Since for lesser values of  $l/R_m$  the results are conservative, no restriction will ordinarily be necessary on  $l/R_m$  ratio or the point of load application. For extreme cases or for "off-center" loading, one may make corrections by use of the curves presented on page 8 of Bibliographical Reference 2, if desired.

Results are not considered applicable in cases where the length of the cylinder ( $l$ ) is less than its radius ( $R_m$ ). This applies either to the case of an open ended cylinder or closed ended cylinder where the stiffness is appreciably modified from the case considered.

4.5.2 EXTERNAL MOMENT. Results are applicable in the case of longitudinally off-center attachments (a more usual case) provided that the attachment is located at least half the shell radius ( $1/2 R_m$ ) from the end of the cylinder.

4.5.3 ATTACHMENT STRESSES. The foregoing procedure provides one with a tool to find stresses in the shell, but not in the attachment. Under certain conditions, stresses may be higher in the attachment than they are in the vessel. For example, in the case of a nozzle it is likely that the stresses will be higher in the nozzle wall than they are in the vessel wall if the nozzle opening is unreinforced or if the reinforcement is placed on the vessel wall and not on the nozzle.

#### 5. Acknowledgment

The authors wish to acknowledge the helpful contributions made by J. B. Mahoney of Applied Technology Associates Inc. and M. J. Whawan of the Bureau of Ships during the preparation of this paper. In addition, the comments received during the review of this document by the members of the PVRC Subcommittee on Reinforced Openings and External Loadings are deeply appreciated.

## 6. References

1. Bylgaard, P. P., "Stresses from Local Loadings in Cylindrical Pressure Vessels," *Trans. A.S.M.E.*, **77**, 805-816 (1955)
2. Bylgaard, P. P., "Stresses from Radial Loads in Cylindrical Pressure Vessels," *Welding Jnl.*, **33** (12), Research Supplement, 615-4 to 623-8 (1954)
3. Bylgaard, P. P., "Stresses from Radial Loads and External Moments in Cylindrical Pressure Vessels," *Ibid.*, **34** (12), Research Supplement, 608-a to 617-a (1955)
4. Bylgaard, P. P., "Computation of the Stresses from Local Loads in Spherical Pressure Vessels in Pressure Vessel Heads," *Welding Research Council Bulletin No. 34*, (March 1955)
5. Bylgaard, P. P., "Local Stresses in Spherical Shells from Radial or Moment Loadings," *Welding Jnl.*, **36** (5), Research Supplement, 240-a to 244-a (1957)
6. Bylgaard, P. P., "Stresses in a Spherical Vessel from Radial Loads Acting on a Pipe," *Welding Research Council Bulletin No. 49*, 1-30 (April 1959)
7. Bylgaard, P. P., "Stresses in a Spherical Vessel from External Moments Acting on a Pipe," *Ibid.*, No. 49, 31-62 (April 1959)
8. Bylgaard, P. P., "Influence of a Reinforcing Pad on the Stresses in a Spherical Vessel Under Local Loading," *Ibid.*, No. 49, 63-73 (April 1959)
9. Bylgaard, P. P., "Stresses in Spherical Vessels from Local Loads Transferred by a Pipe," *Ibid.*, No. 50, 1-9, (May 1959)
10. Bylgaard, P. P., "Additional Data on Stresses in Cylindrical Shells Under Local Loading," *Ibid.*, No. 50, 10-50 (May 1959)
11. Kempner, J., Shear, J., and Poble, E. V., "Tables and Curves for Deformations and Stresses in Circular Cylindrical Shells Under Localized Loadings," *Jnl. Aero. Sci.*, **24**, 119-129 (1957)
12. Reissner, E., "Stress and Small Displacements of Shallow Spherical Shells," *J. Math. Phys.*, **25**, 80-85 (1946)
13. Foster, K., "The Hansen Problem: Stresses in a Shallow Spherical Shell Due to External Loads on a Non-Radial Rigid Cylindrical Insert," Ph.D. Thesis, Cornell University (1959)
14. Bylgaard, P. P., "On the Effect of Tangential Loads on Cylindrical and Spherical Shells," Unpublished, available in the files of PVRC, Welding Research Council
15. Penny, R. K., "Stress Concentrations at the Junction of a Spherical Pressure Vessel and Cylindrical Duct caused by Certain Axisymmetric Loading," Proceedings of a Symposium, Royal College, Glasgow, May 17-20, 1960, Butterworths, 88 Kingsway, London W. C. 2
16. Tentative Structural Design Basis for Reactor Pressure Vessels and Directly Associated Components (Pressurized Water Cooled Systems), December 1958 revision
17. Bylgaard, P. P., and Cranch, E. T., "Interpretive Commentary on the Application of Theory to Experimental Results for Stresses and Deflections Due to Local Loads on Cylindrical Shells," *Welding Research Council Bulletin No. 60*, 1-2 (May 1960)
18. Dally, J. W., "An Experimental Investigation of the Stresses Produced in Spherical Vessels by External Load Transferred by a Nozzle," *Ibid.*, No. 84, (Jan 1963)
19. Kaups, Taavi, "Effect of External Moments on 190 foot Diameter Hortonsphere," *The Water Tower*, XLVI (3), (Sept. 1959)
20. Leeche, F. A., and Penny, R. K., "Stress Concentration Factors for the Stresses at Nozzle Intersections in Pressure Vessels," *Welding Research Council Bulletin No. 90*, 19-26 (Sept. 1963)
21. Hardenbergh, D. E., Zamrik, S. K., and Edmonson, A. J., "Experimental Investigation of Stresses in Nozzles in Cylindrical Pressure Vessels," *Ibid.*, **89**, (July 1963)
22. Hardenbergh, D. E., and Zamrik, S. K., "Effects of External Loadings on Large Outlets in a Cylindrical Pressure Vessel," No. 96, 11-33 (May 1964)
23. Riley, W. F., "Experimental Determination of Stress Distributions in Thin Walled Cylindrical and Spherical Pressure Vessels with Circular Nozzles," HERRI Final Report, Project no. M6073 March 15, 1965. (To be published in *Welding Research Council Bulletin No. 108*, September 1965)
24. Leven, M. M., "Photoelastic Determination of Stresses Due to the Bending of Thin Cylindrical Nozzles in Thin Spherical Vessels," Westinghouse Research Labs. Report 63-917-514-162, April 15, 1963
25. Najdi, A. K., and Bringen, A. C., "Stress Analysis of a Circular Cylindrical Shell with Circular Cutout," General Technology Corp. Report No. 3-2, Jan. 1963
26. Koh, S. L., Thiel, C. C., and Bringen, A. C., "Computations for Stress and Stress Concentration in a Circular Cylindrical Shell with Circular Cutout," General Technology Corp. Report No. 3-3, April 1963
27. Bringen, A. C., Najdi, A. K., and Thiel, C. C., "State of Stress in a Circular Cylindrical Shell with a Circular Hole," *Welding Research Council Bulletin No. 102*, (Jan. 1965)
28. Langer, B. F., "PVRC Interpretive Report of Pressure Vessel Research Section 1 Design Considerations: Section 1.5, External Loading," *Ibid.*, No. 95, 25-33 (April 1964)
29. Peterson, R. E., "Stress Concentration Design Factors," John Wiley and Sons, Inc., New York, 1953
30. Heywood, R. B., "Designing by Photoelasticity," Chapman and Hall London, 1952
31. Van Dyke, P., "Stresses About a Circular Hole in a Cylindrical Shell," Harvard Univ. Technical Report No. 21 under Contract Nonr-1868(02), Sept. 1964.



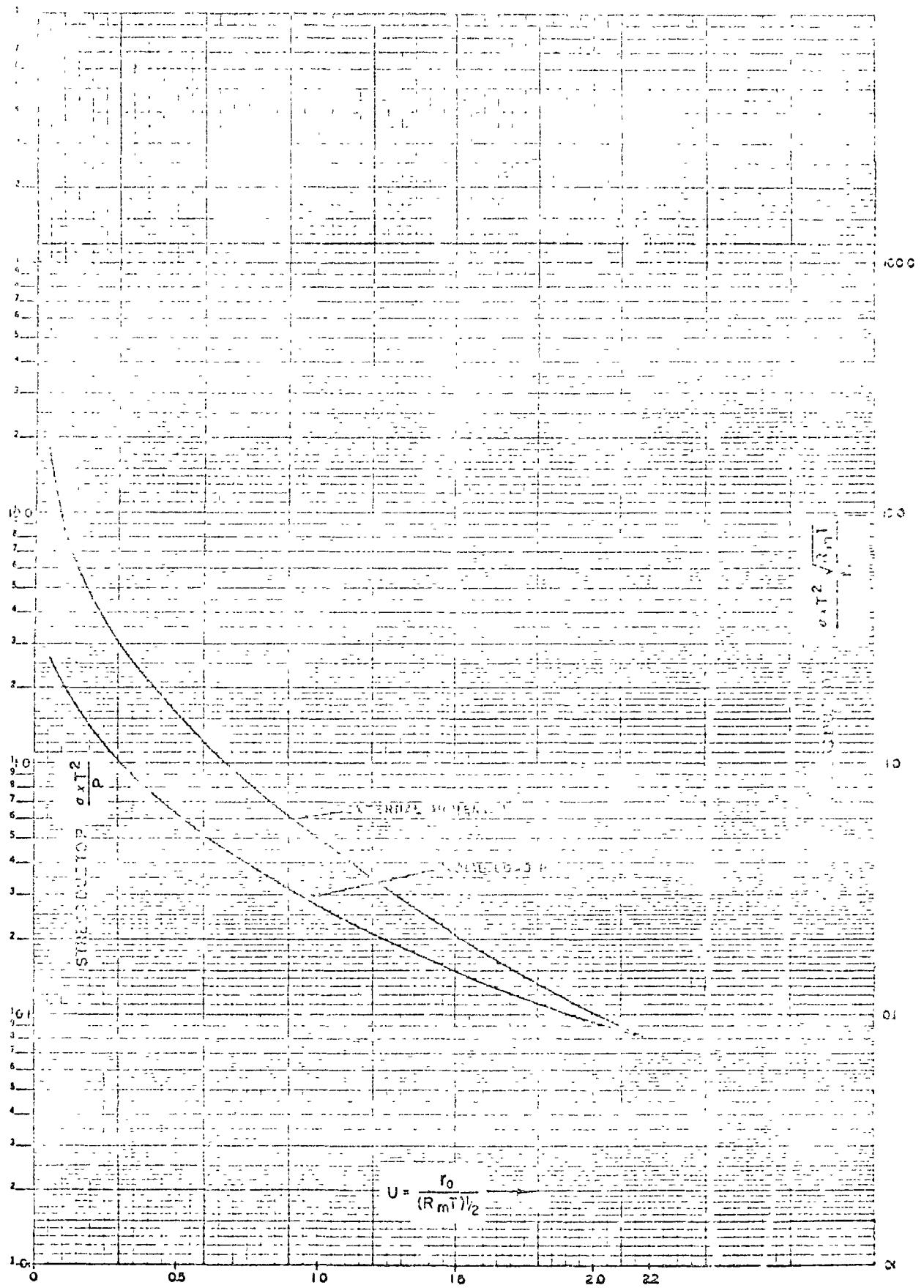


Fig. SR-1—Maximum stress due to external loading on a spherical shell (rigid plug)

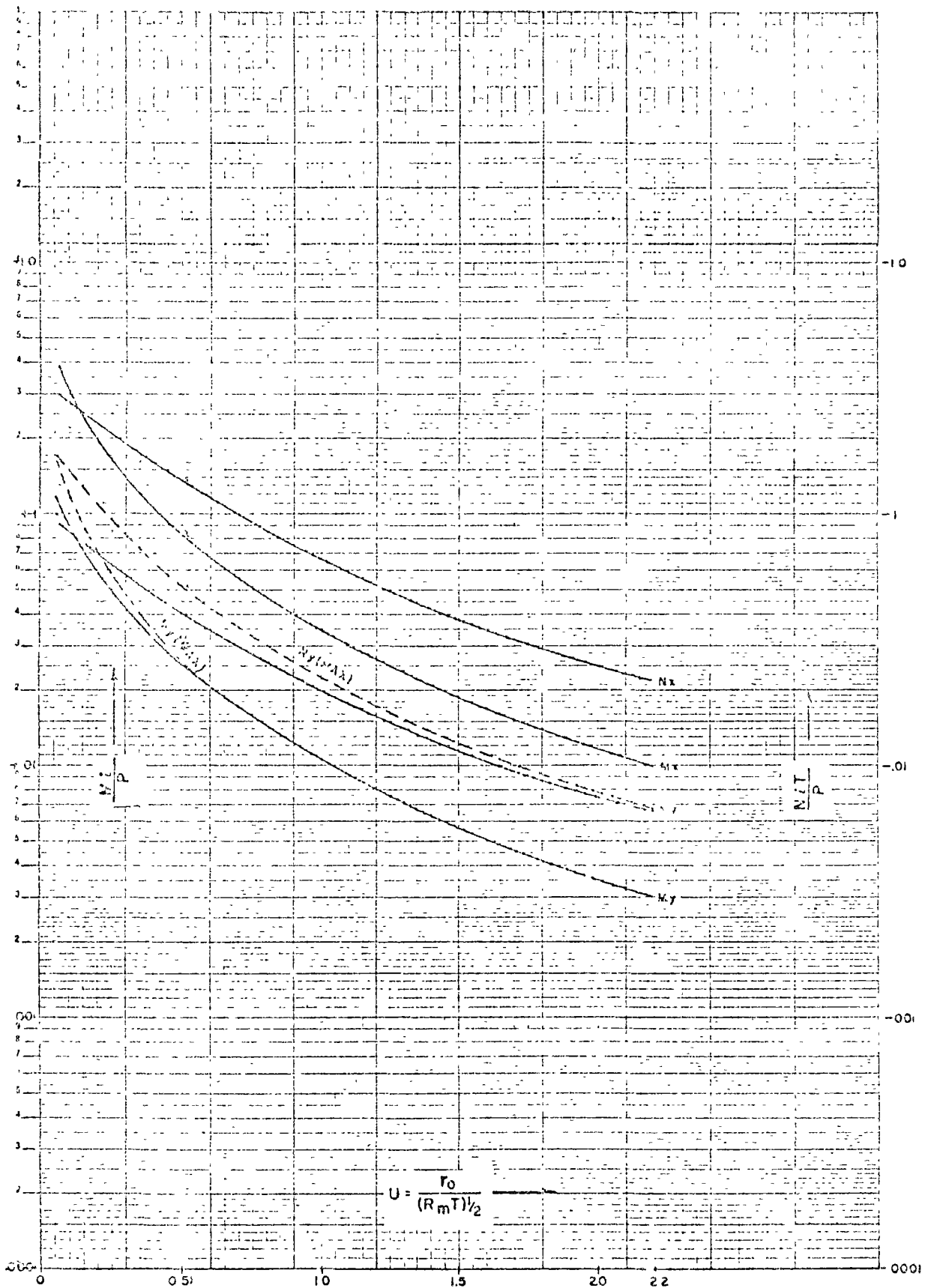


Fig. S-R 2—Stresses in spherical shell due to a radial load P on a nozzle connection (rigid plug)

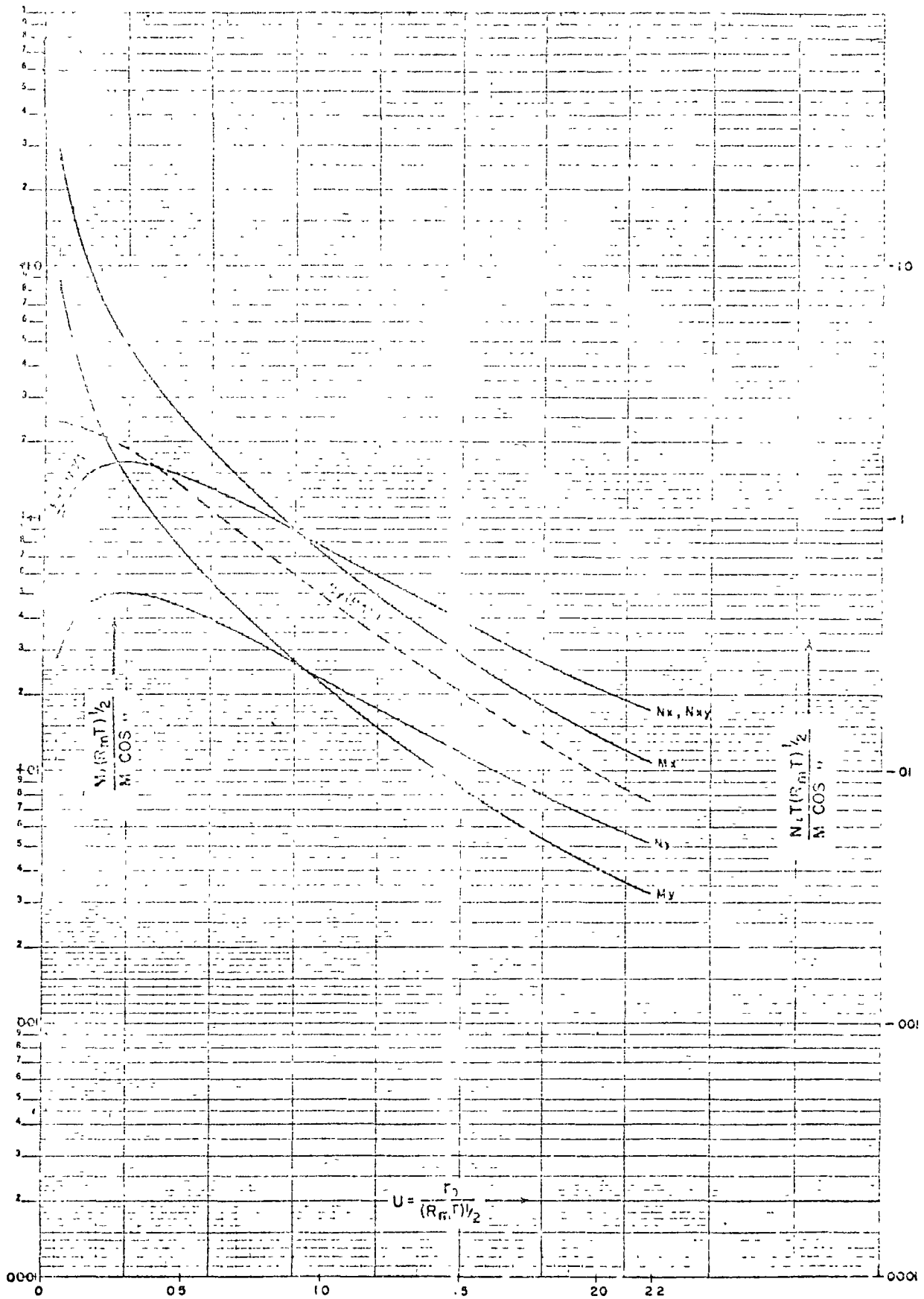


Fig. SR-3—Stresses in spherical shell due to overturning moment  $M$  on nozzle connection (rigid plug)

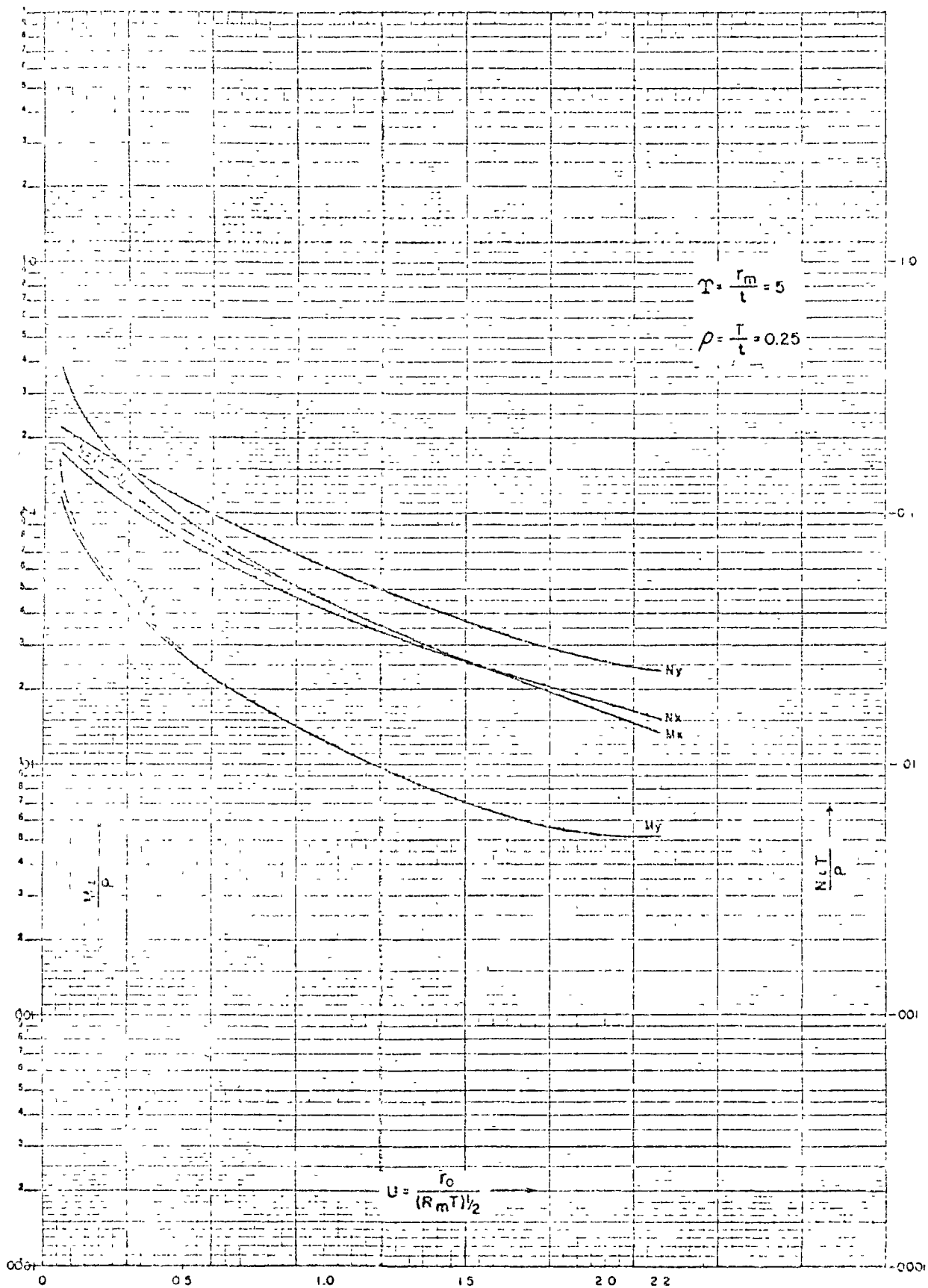


Fig. SP-1—Stresses in spherical shell due to radial load  $P$  on a nozzle connection

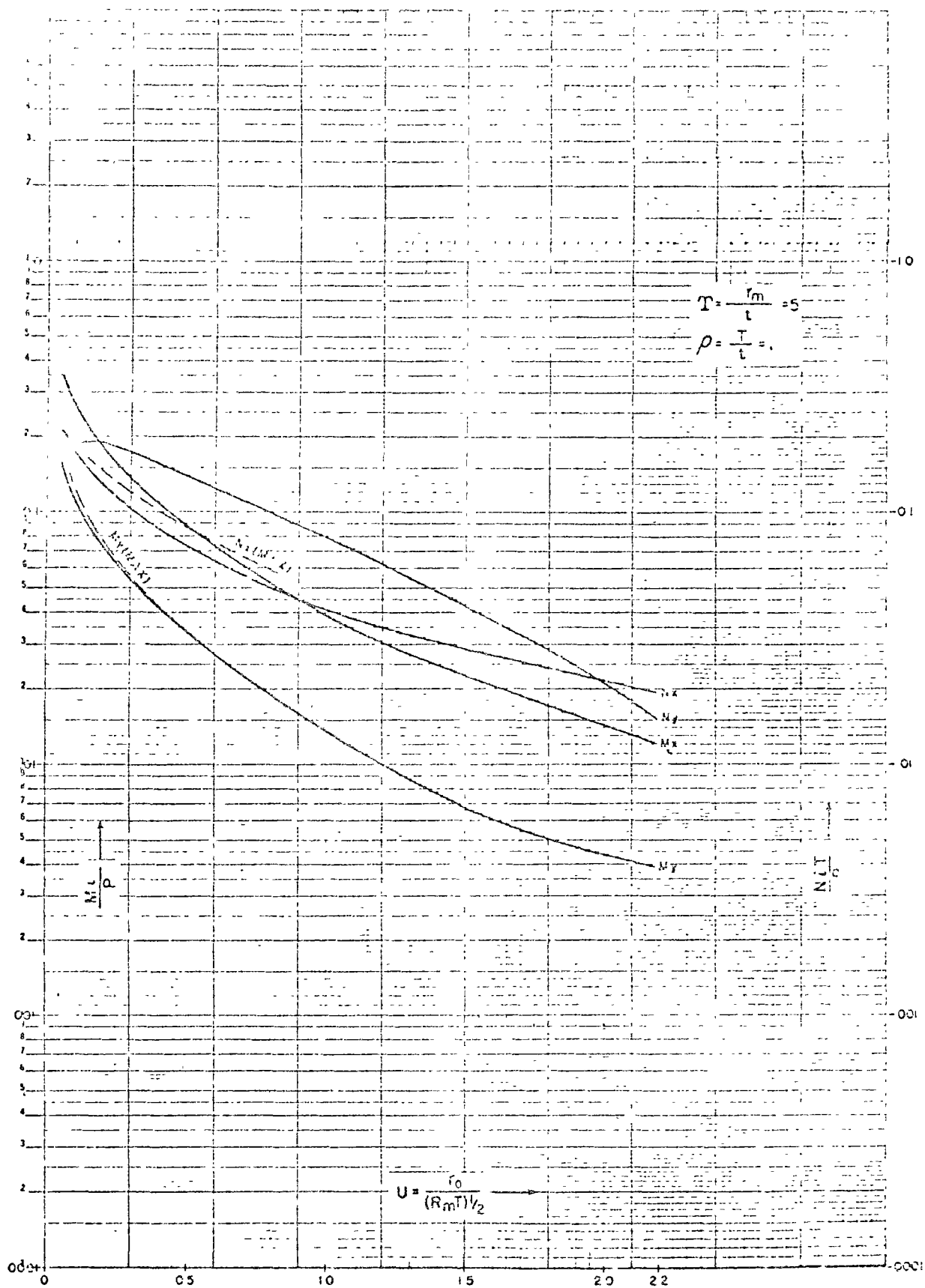


Fig. SP-2—Stresses in spherical shell due to radial load P on a nozzle connection

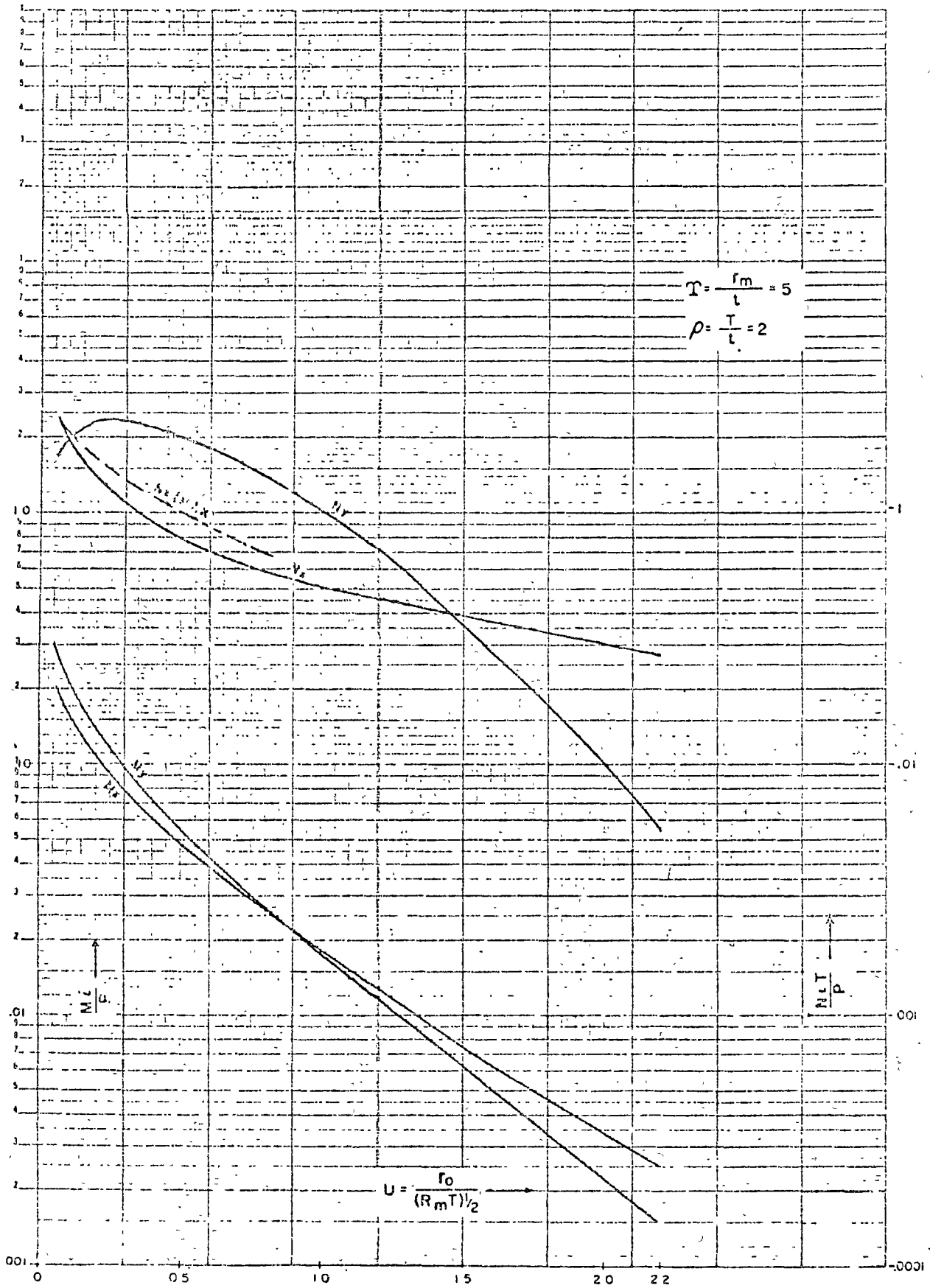


Fig. SP-3—Stresses in spherical shell due to radial load P on a nozzle connection

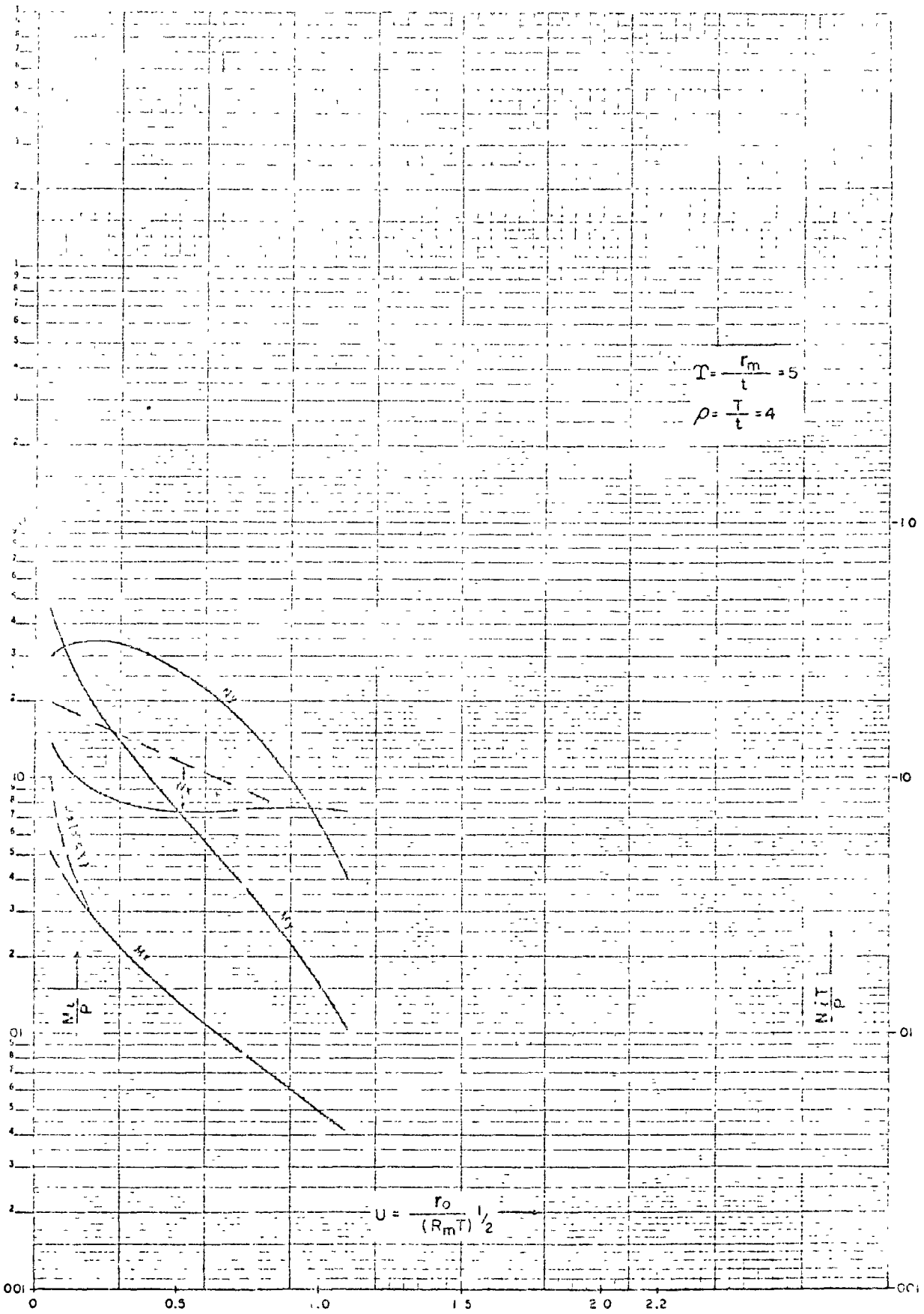


Fig. SP.4—Stresses in spherical shell due to radial load P on a nozzle connection

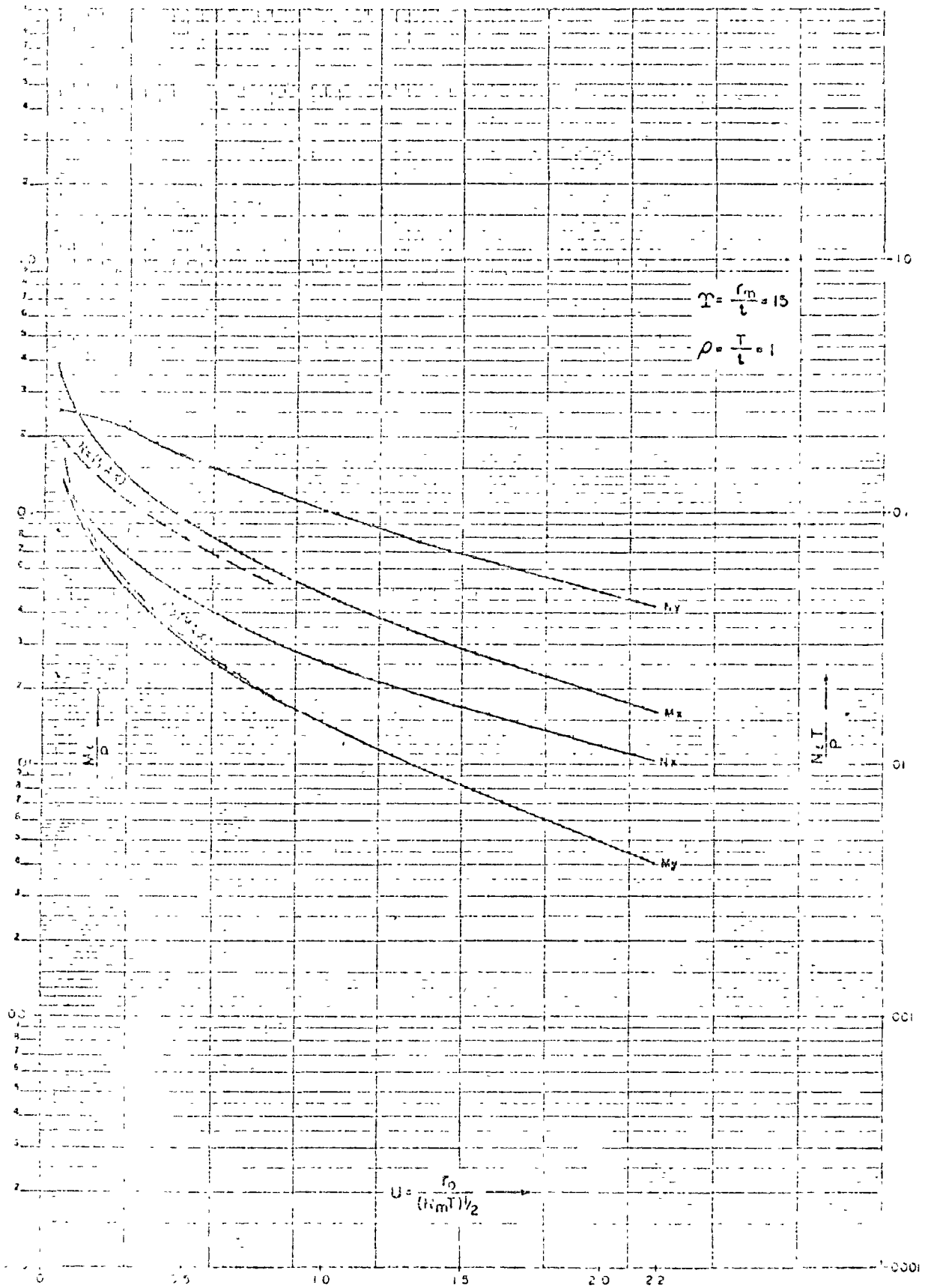


Fig. SP 5—Stresses in spherical shell due to ramal load P on a nozzle connection



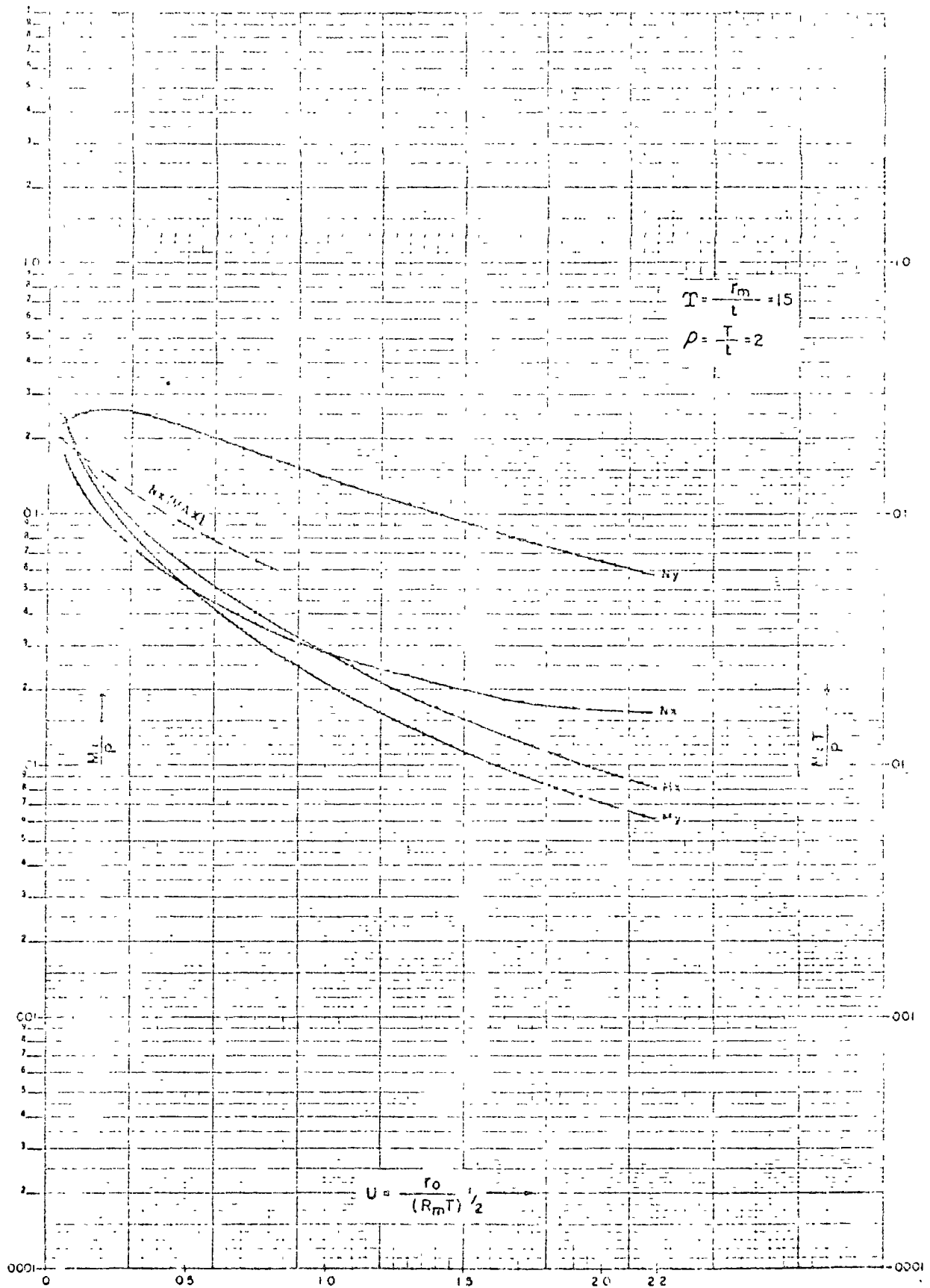


Fig. SP-6—Stresses in spherical shell due to radial load P on a nozzle connection

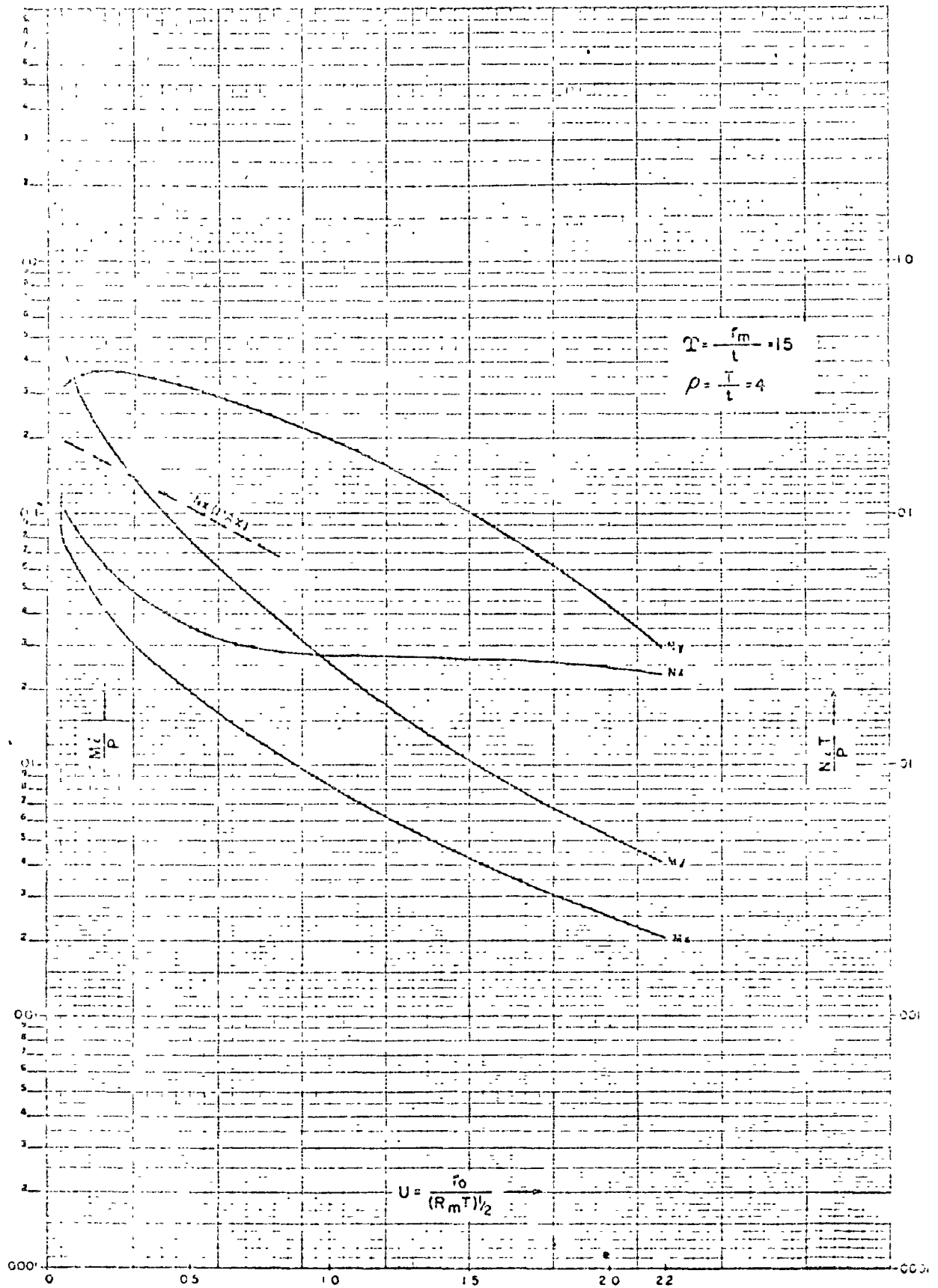


FIG. SP-7—Stresses in spherical shell due to radial load P on a nozzle connection

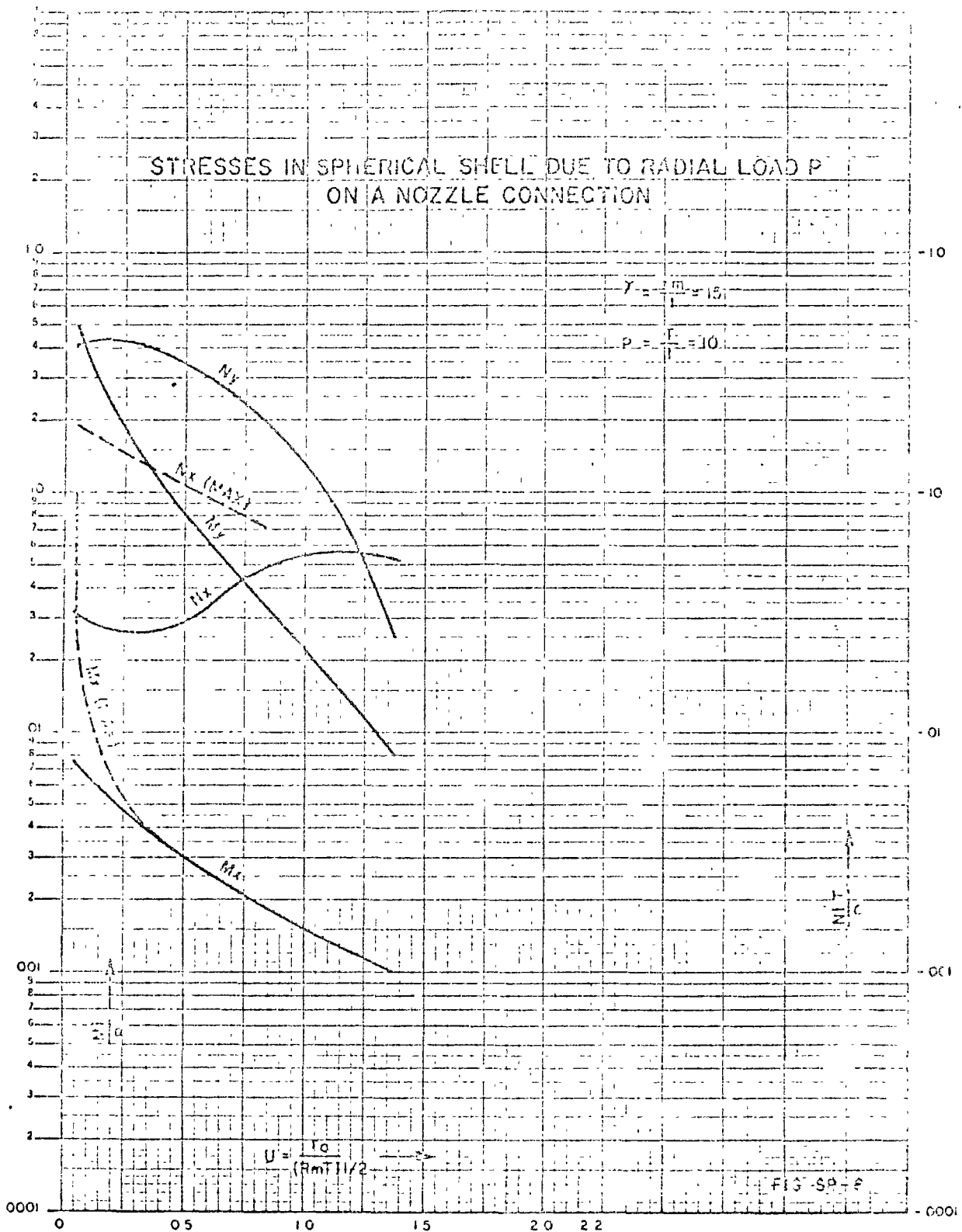


Fig. SP-8—Stresses in spherical shell due to radial load P on a nozzle connection

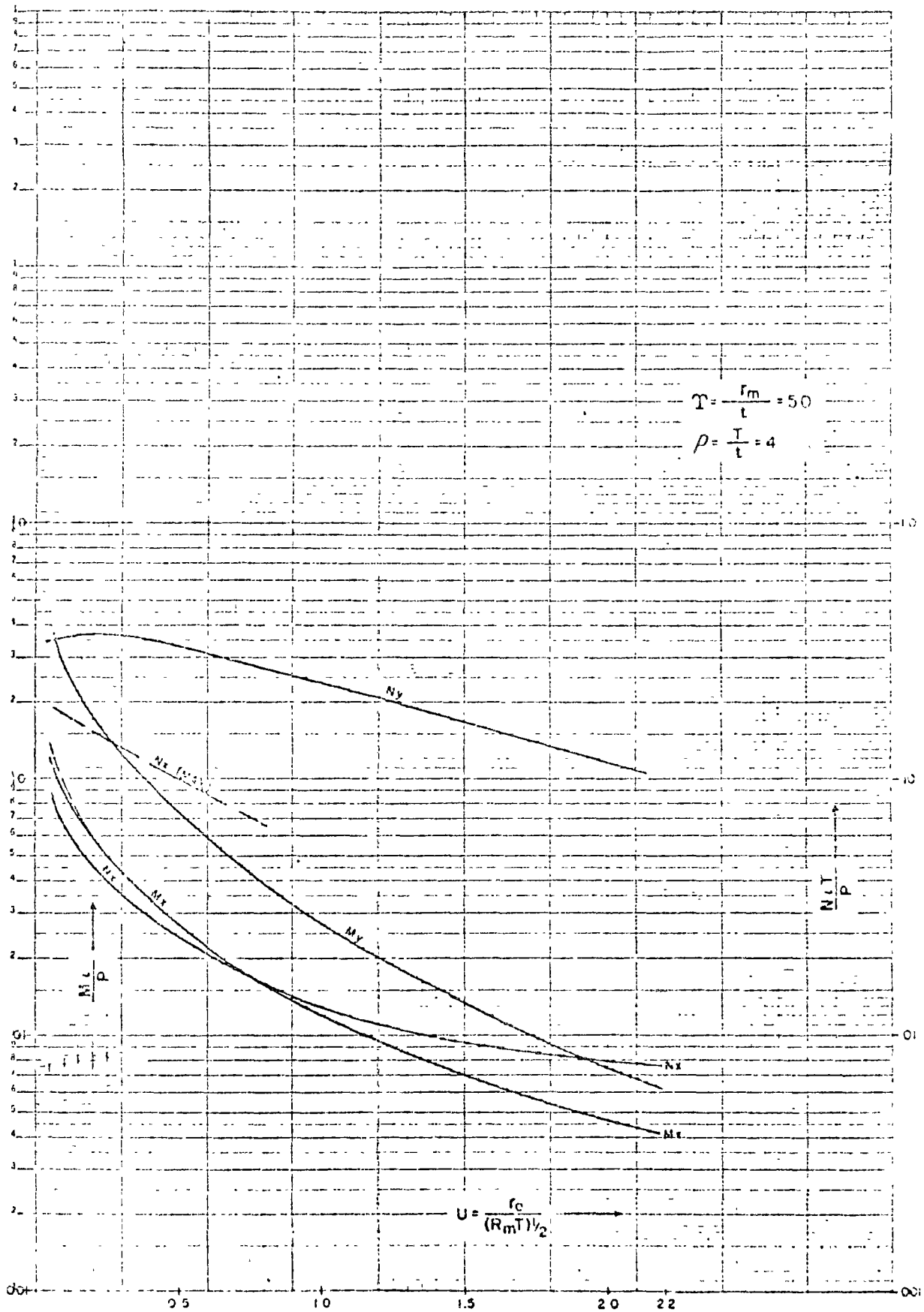


Fig. SP-9—Stresses in spherical shell due to radial load P on a nozzle connection

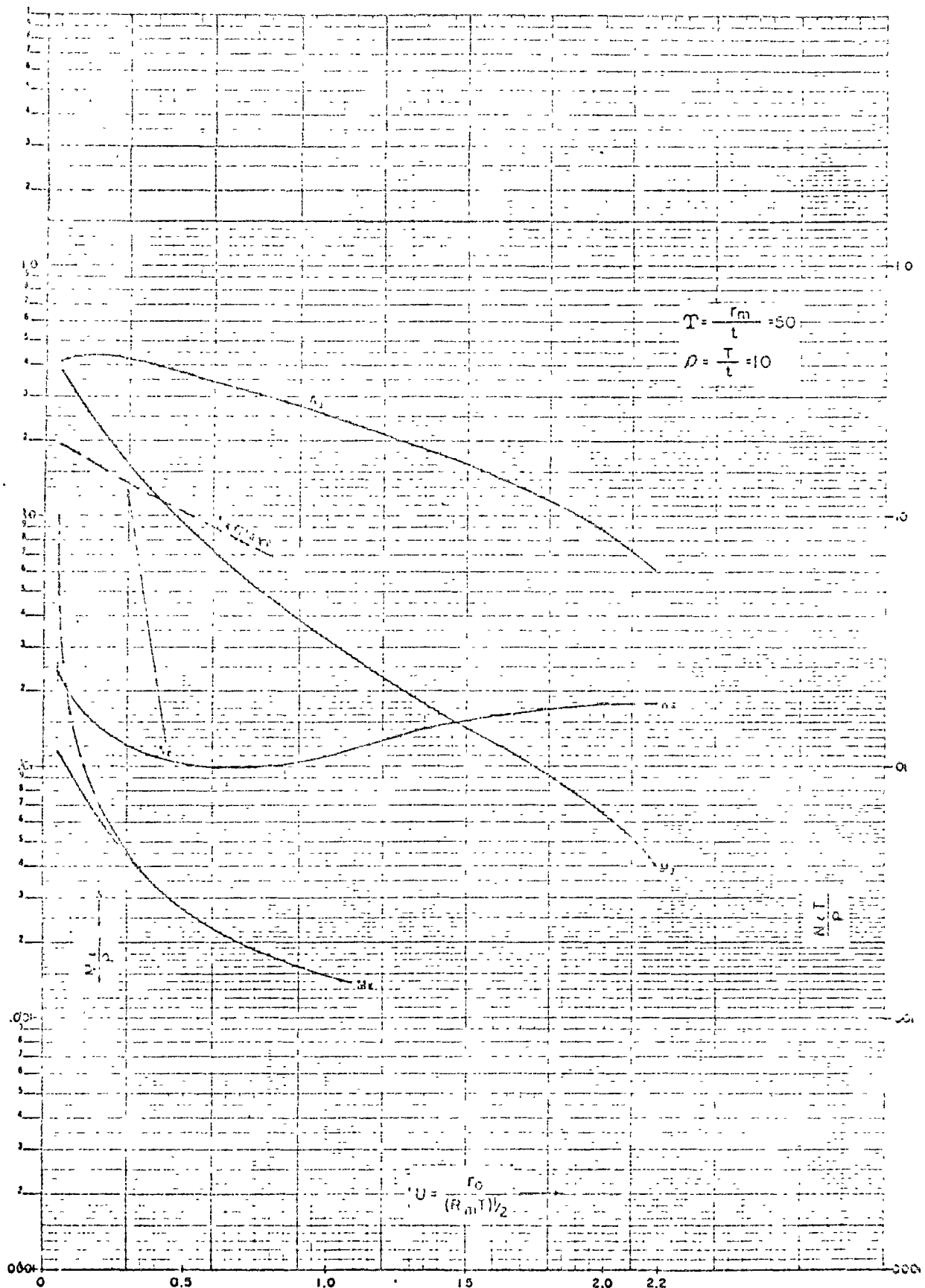


Fig. SP-10—Stresses in spherical shell due to radial load P on a nozzle connection

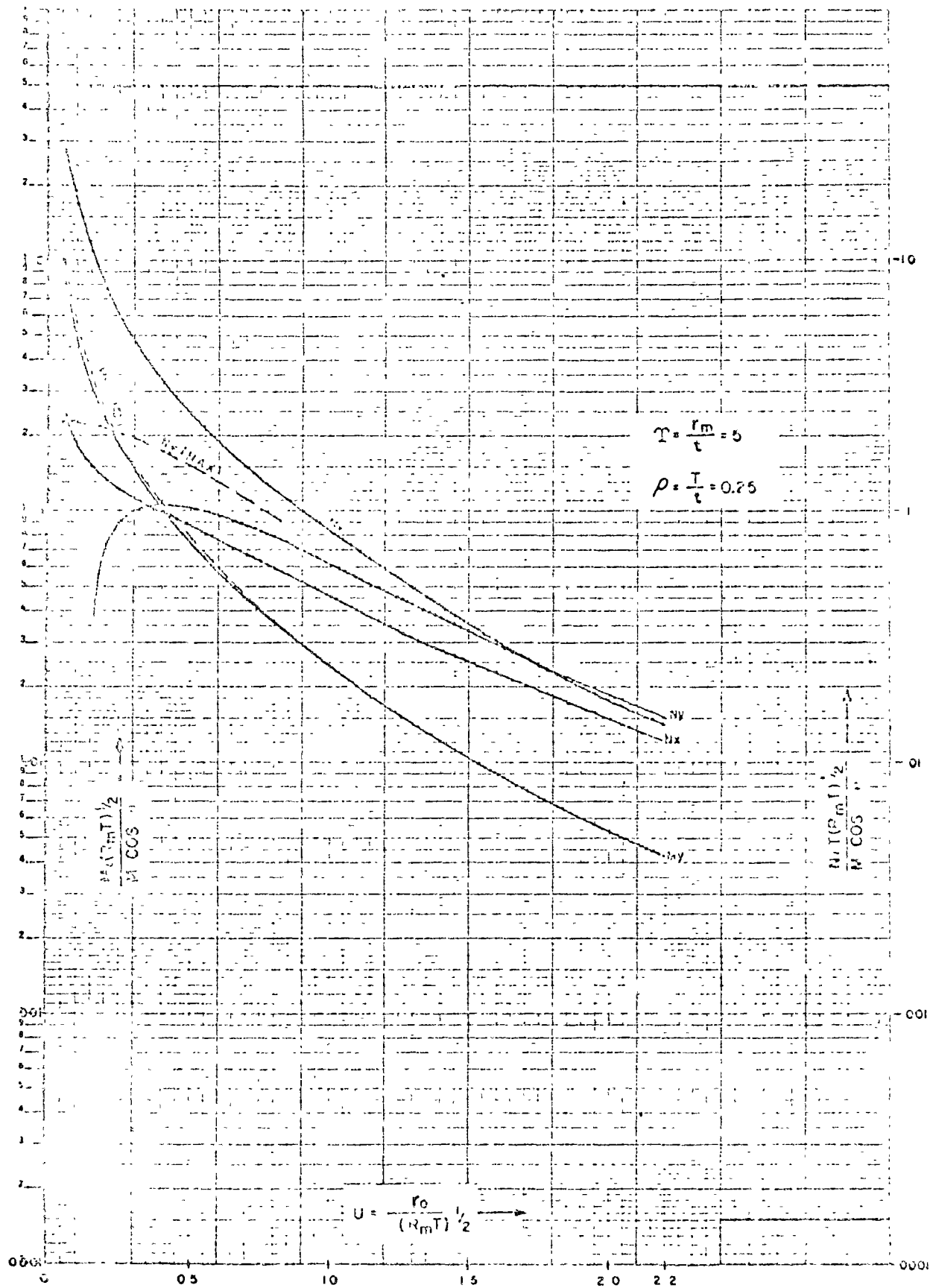


Fig SM 1—Stresses in spherical shell due to overturning moment M on nozzle connection

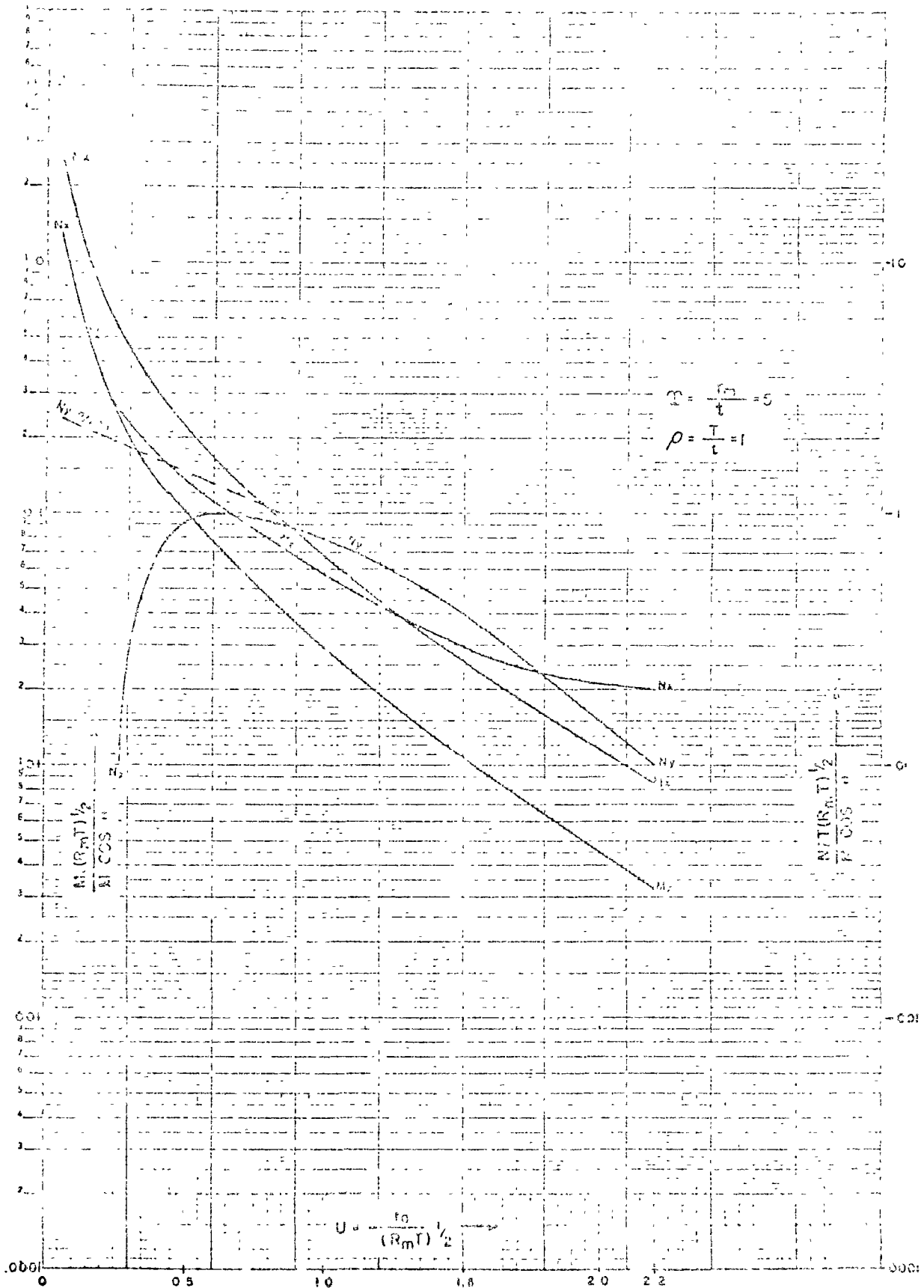


Fig. SM 2—Stresses in spherical shell due to overturning moment M on nozzle connection

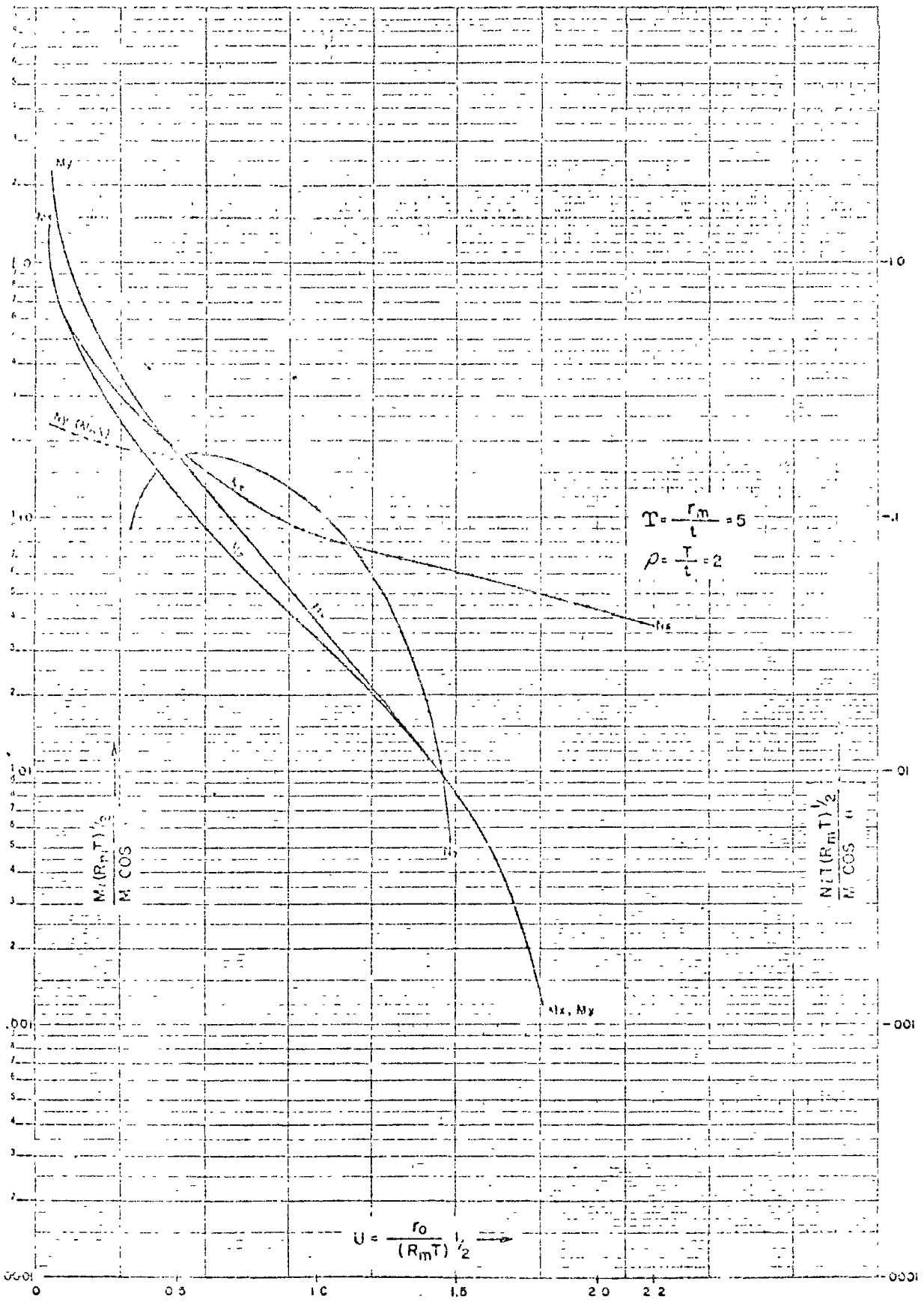


FIG. SM 5—Stresses in spherical shell due to overturning moment M on nozzle connection



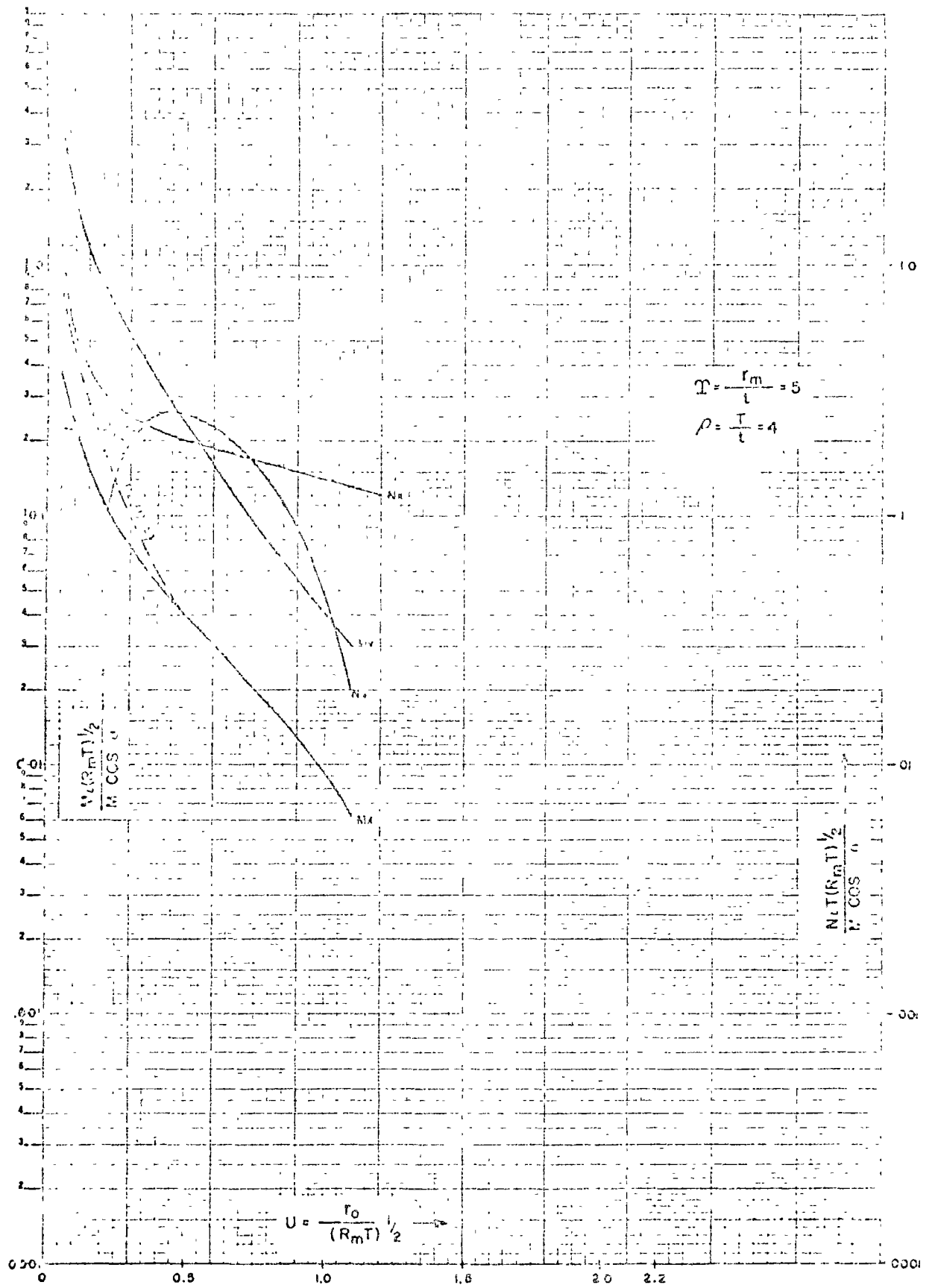


Fig SM-4—Stresses in spherical shell due to overturning moment M on nozzle connection

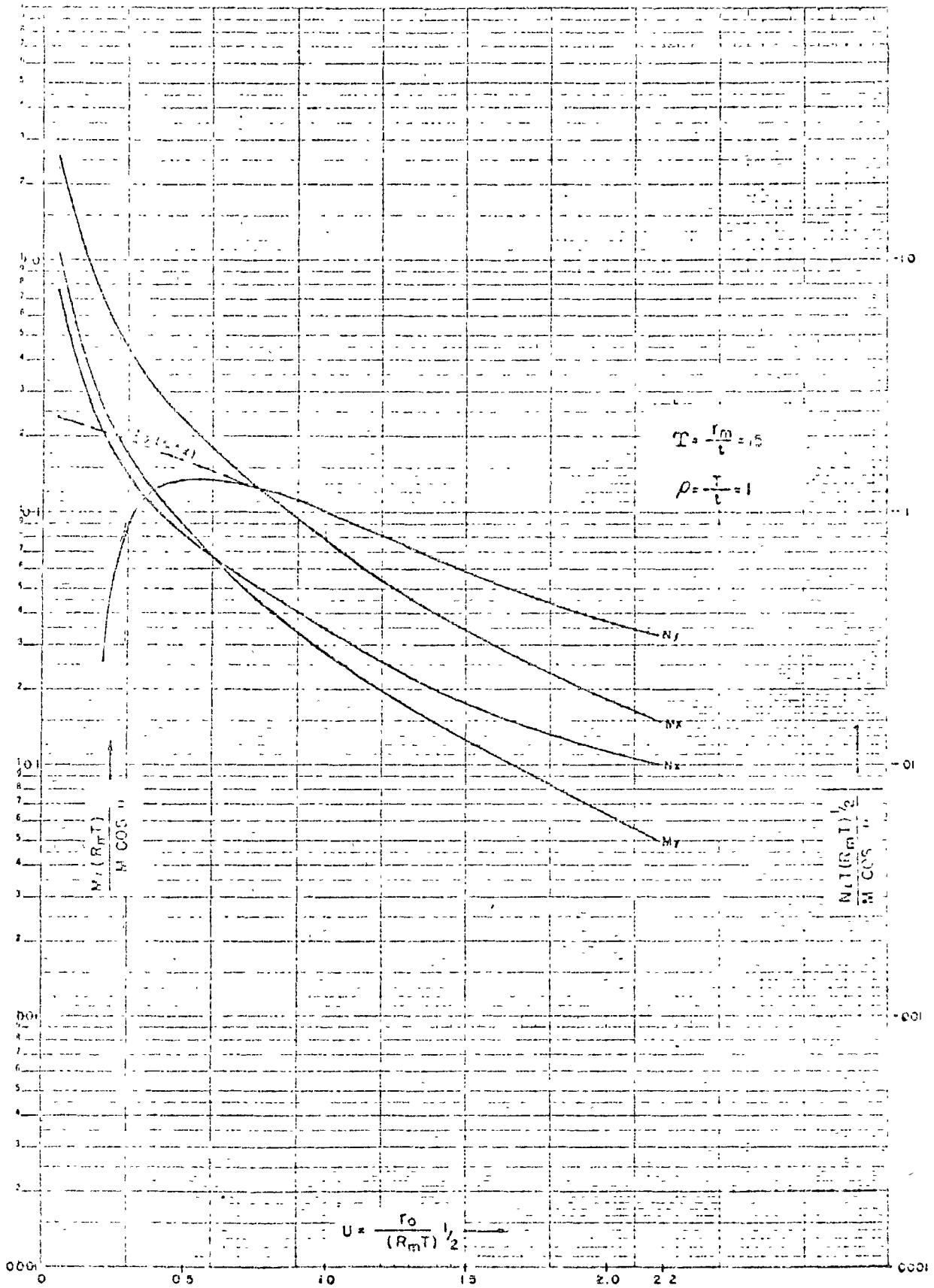


Fig. SM 5 - Stresses in spherical shell due to overturning moment M on nozzle connection

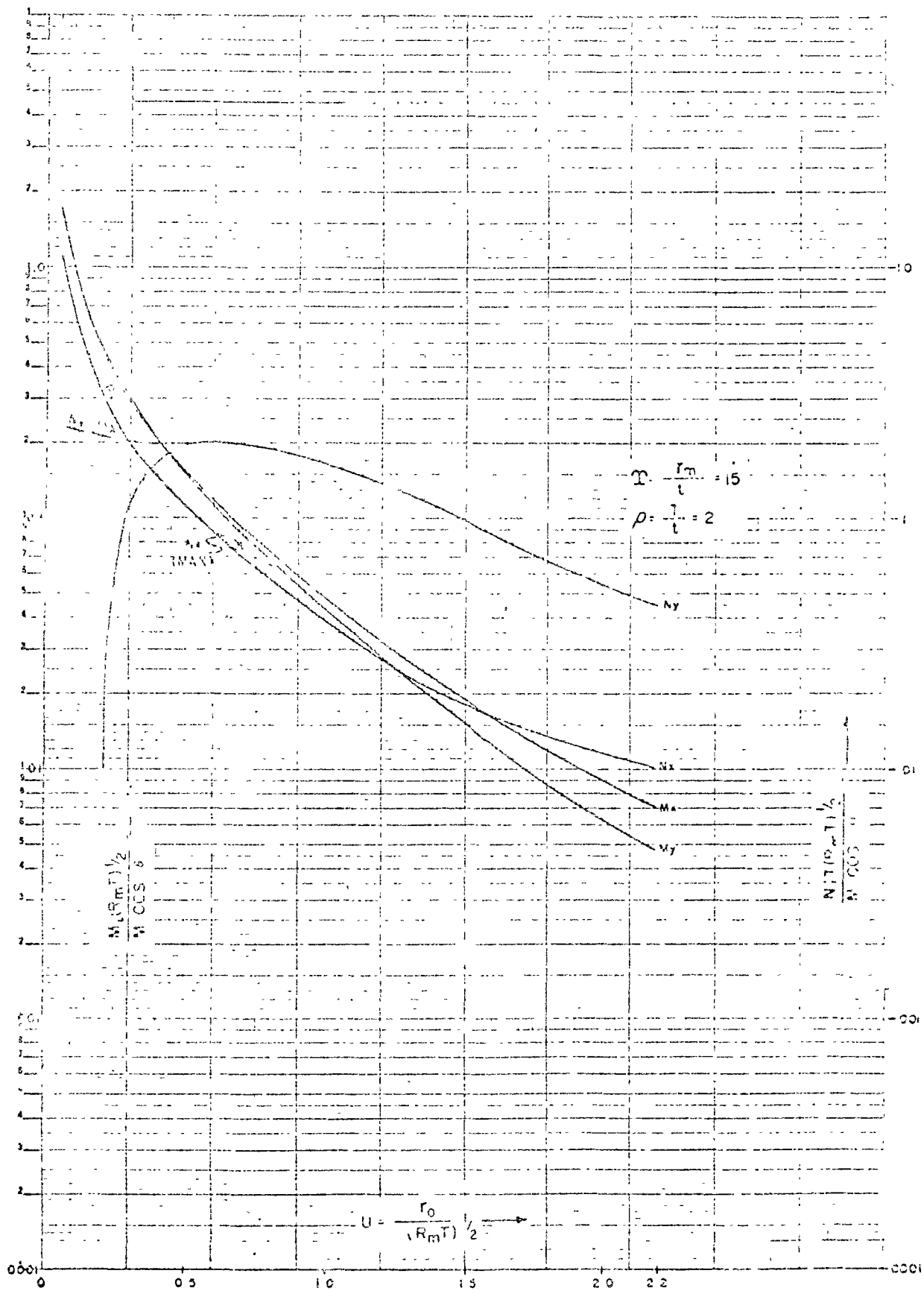
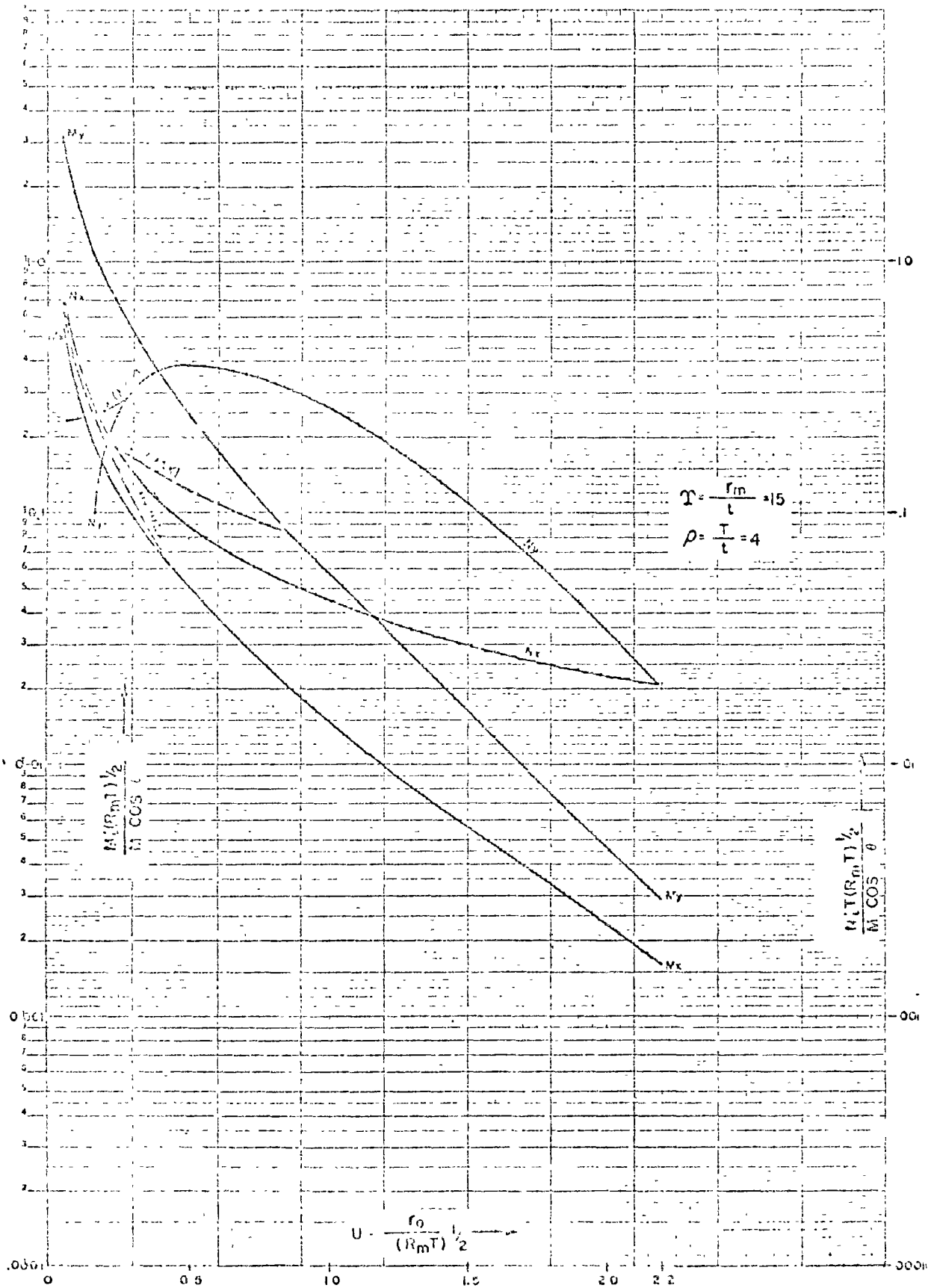


Fig SM 6—Stresses in spherical shell due to overturning moment M on nozzle connection



SM-7—Stresses in spherical shell due to overturning moment M on nozzle connection

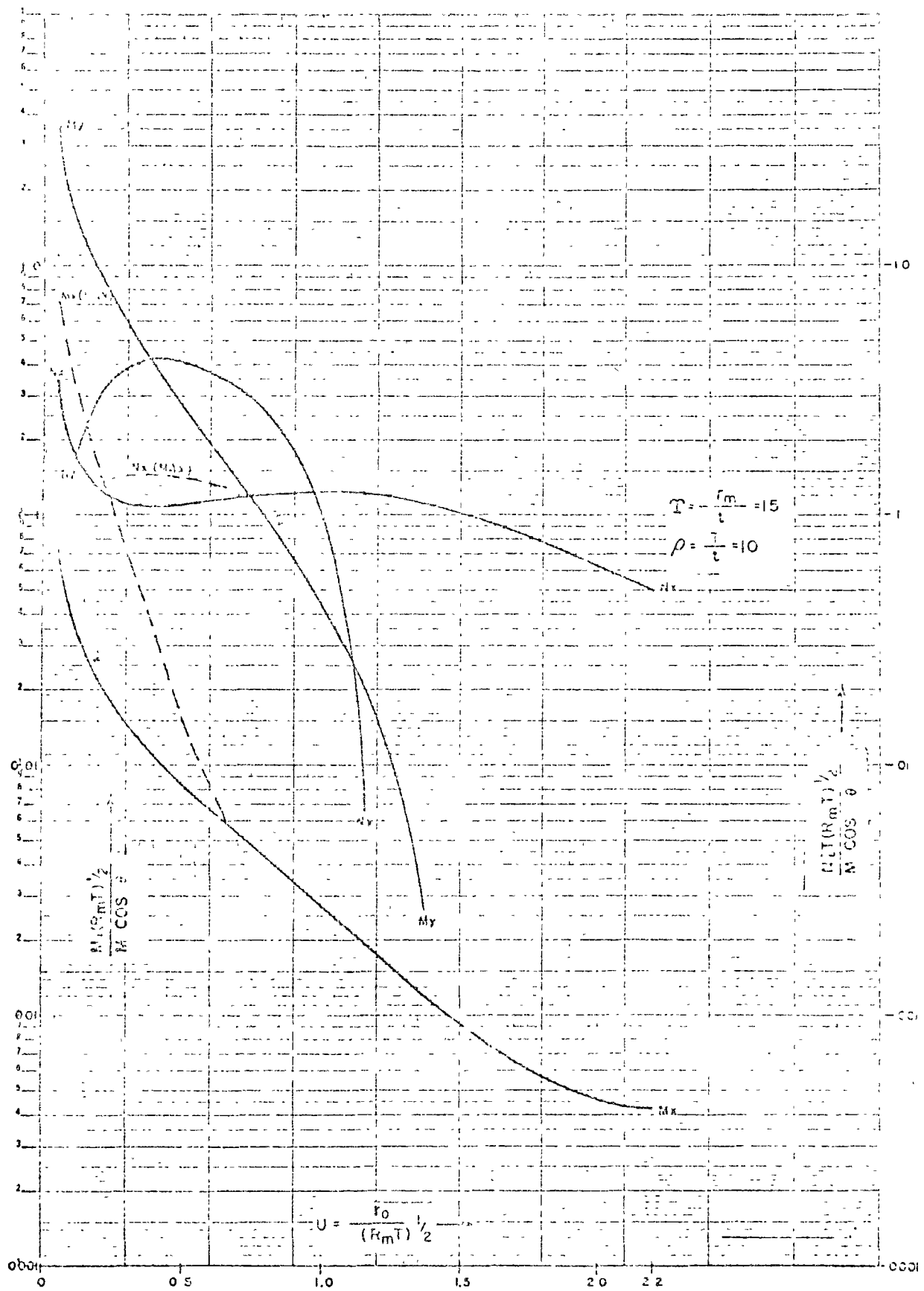


Fig. SM-8—Stresses in spherical shell due to overturning moment M on nozzle connection

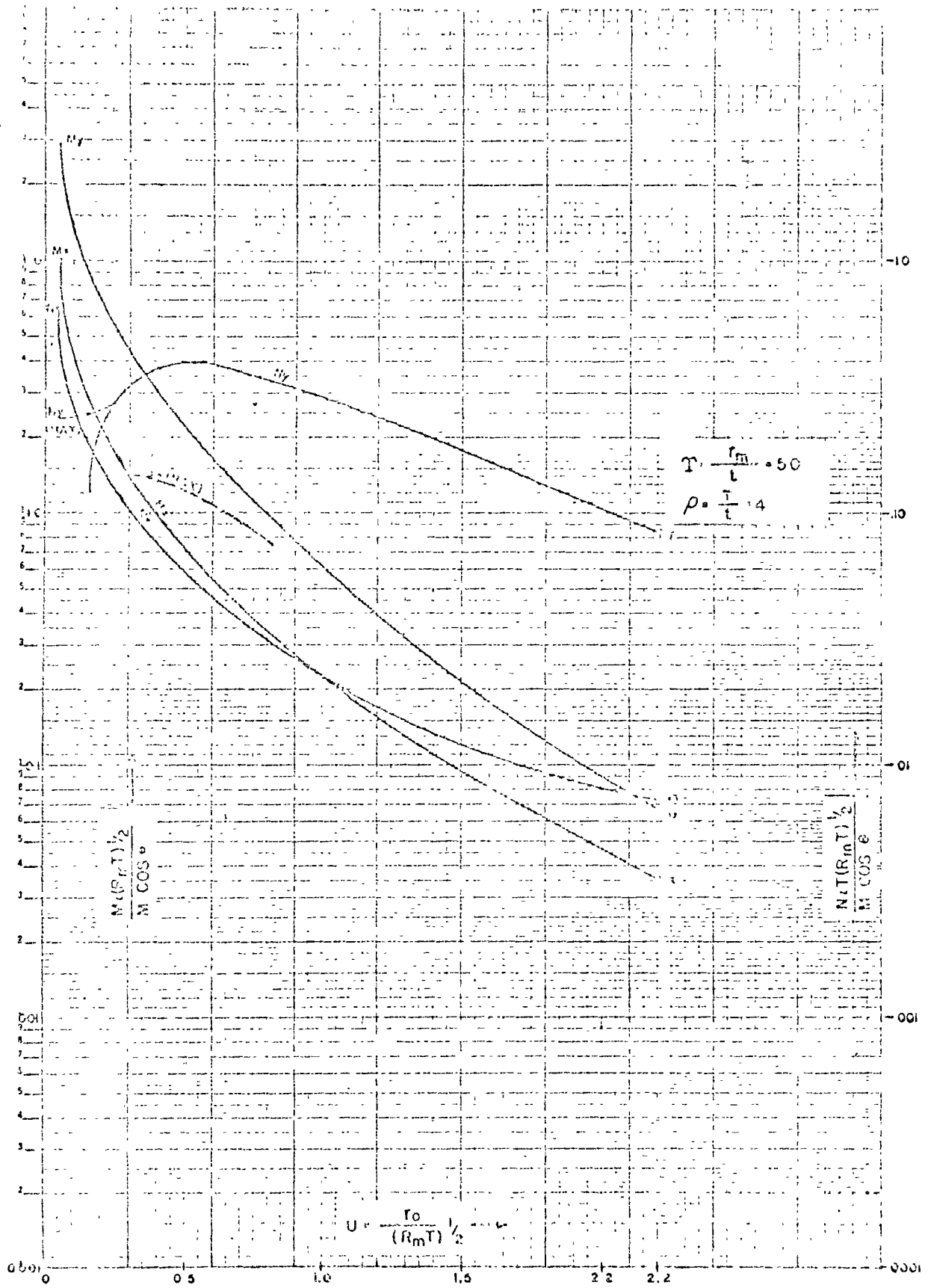


Fig. SM-9—Stresses in spherical shell due to overturning moment M on nozzle connection

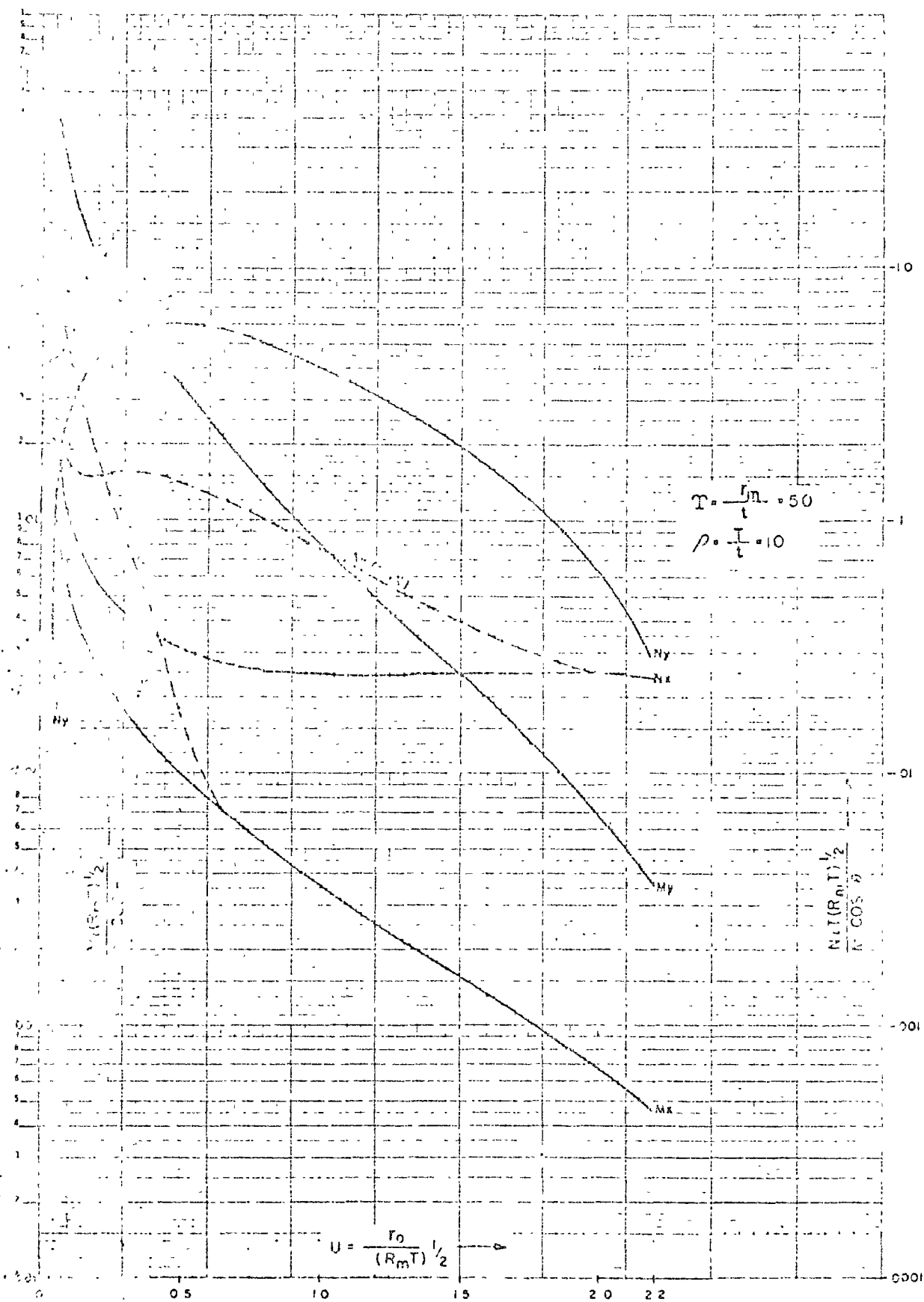


Fig. S.1.10—Stresses in spherical shell due to overturning moment M on nozzle connection



Graph showing the relationship between the normalized moment  $M_p/(M_p/R)$  and the parameter  $\beta$  due to an external circumferential moment  $M$  on a circular cylinder.



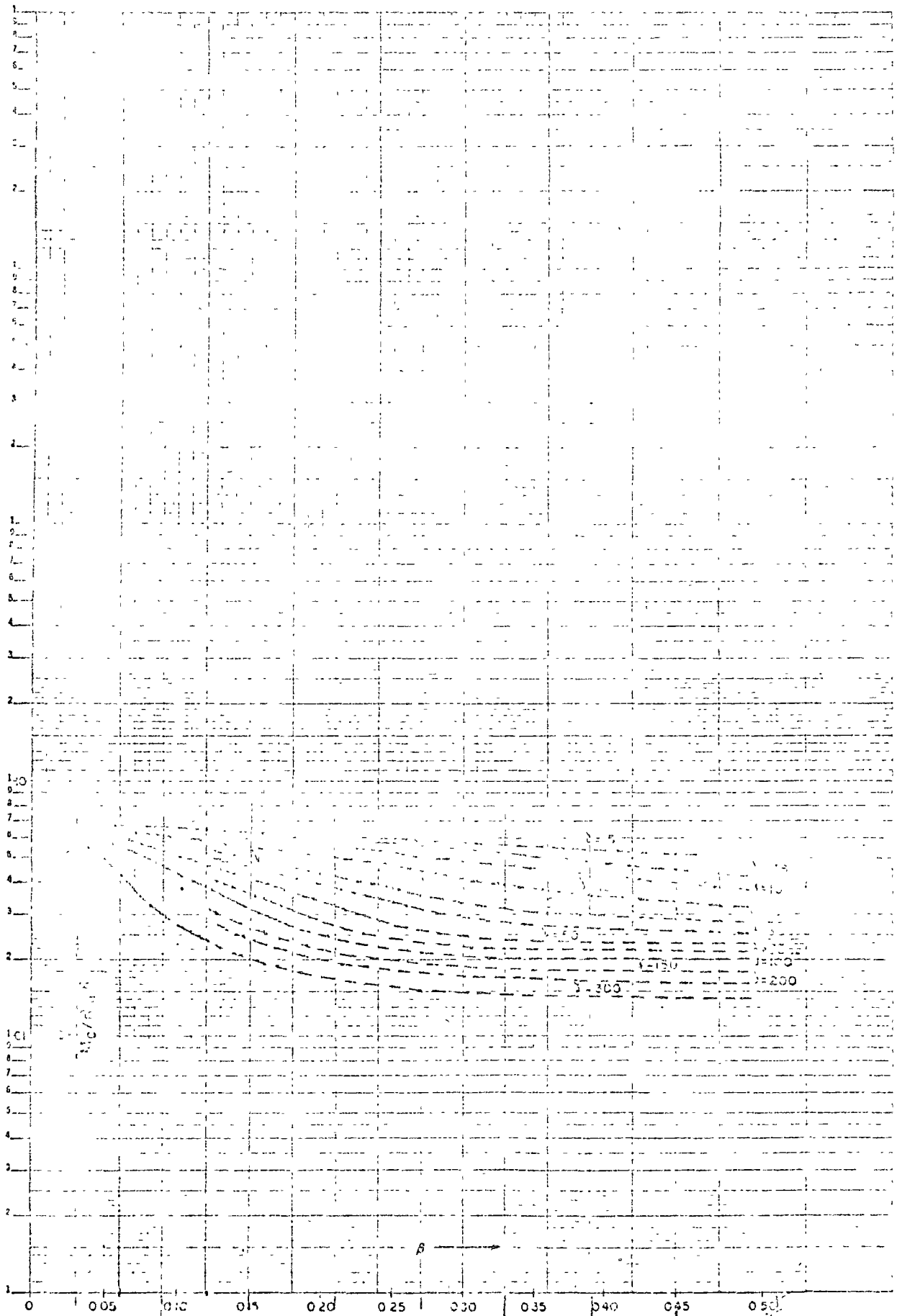


Fig. 2A--Moment  $M_c/(M/R, \beta)$  due to an external circumferential moment  $M$  on a circular cylinder

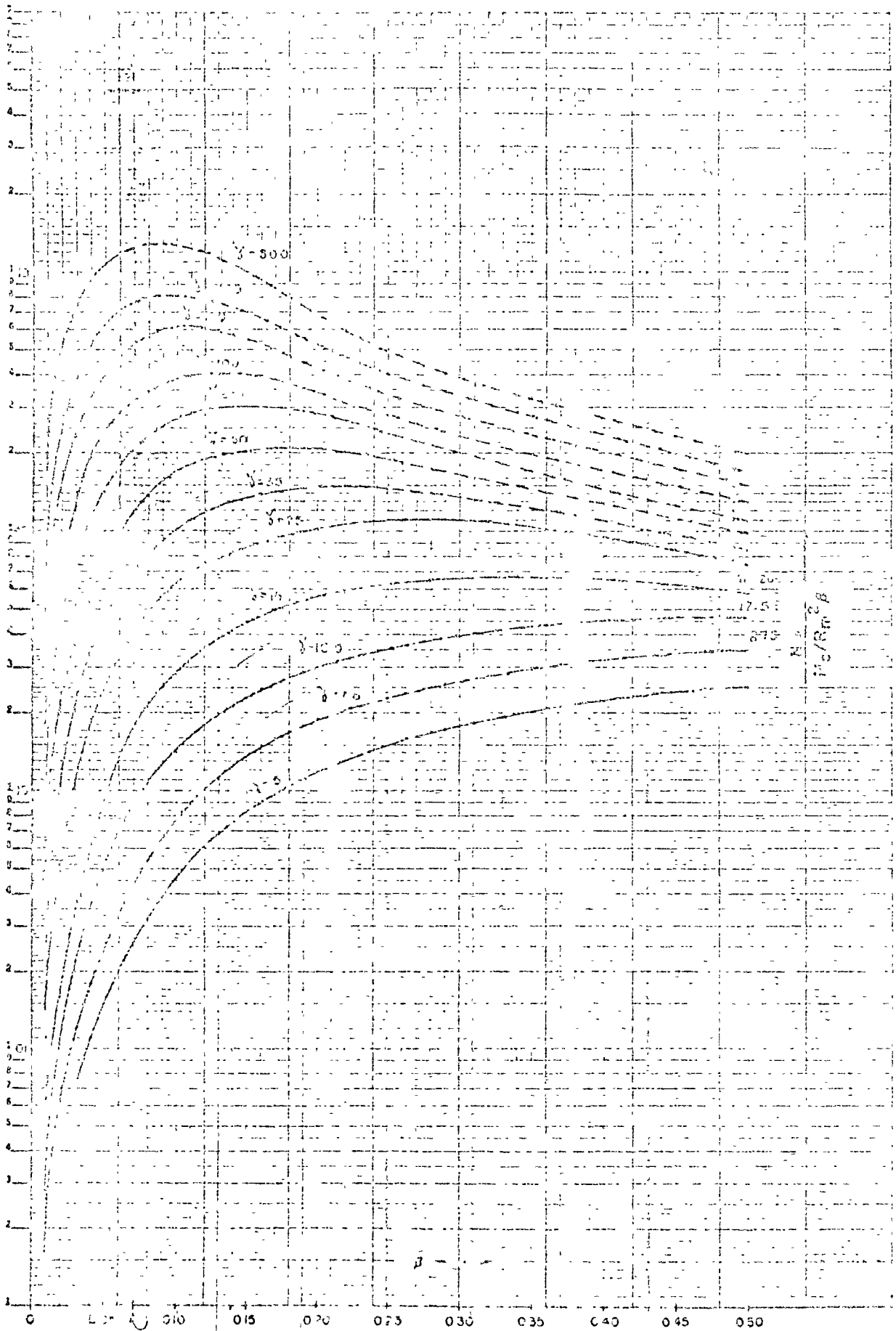


Fig. 3A—Membrane force  $N_x / (M/R_0)$  due to an external circumferential moment  $M$  on a cylindrical shell of

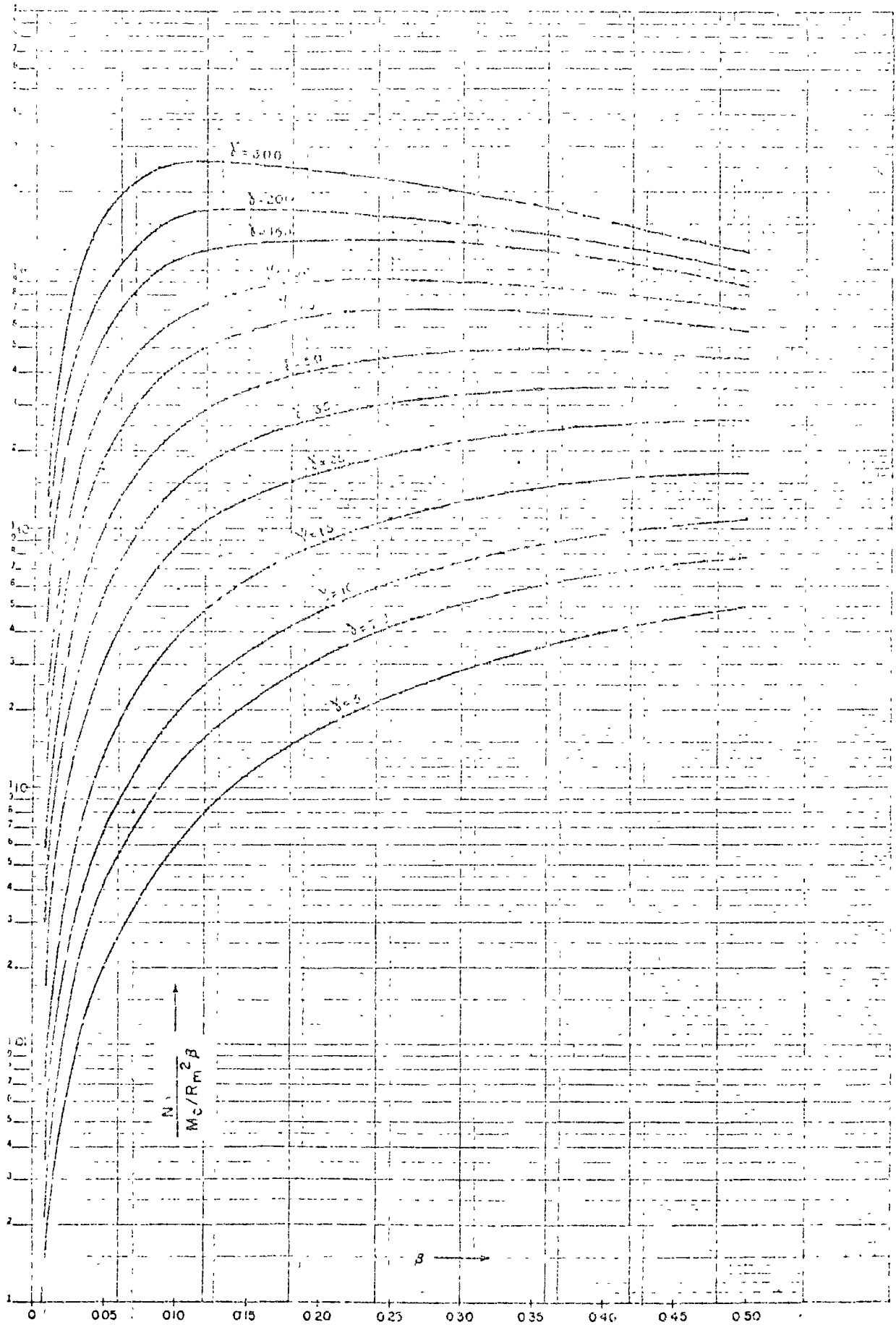


Fig 4A--Membrane force  $N_c / (M_c / R_m^2 \beta)$  due to an external circumferential moment  $M_c$  on a circular cylinder

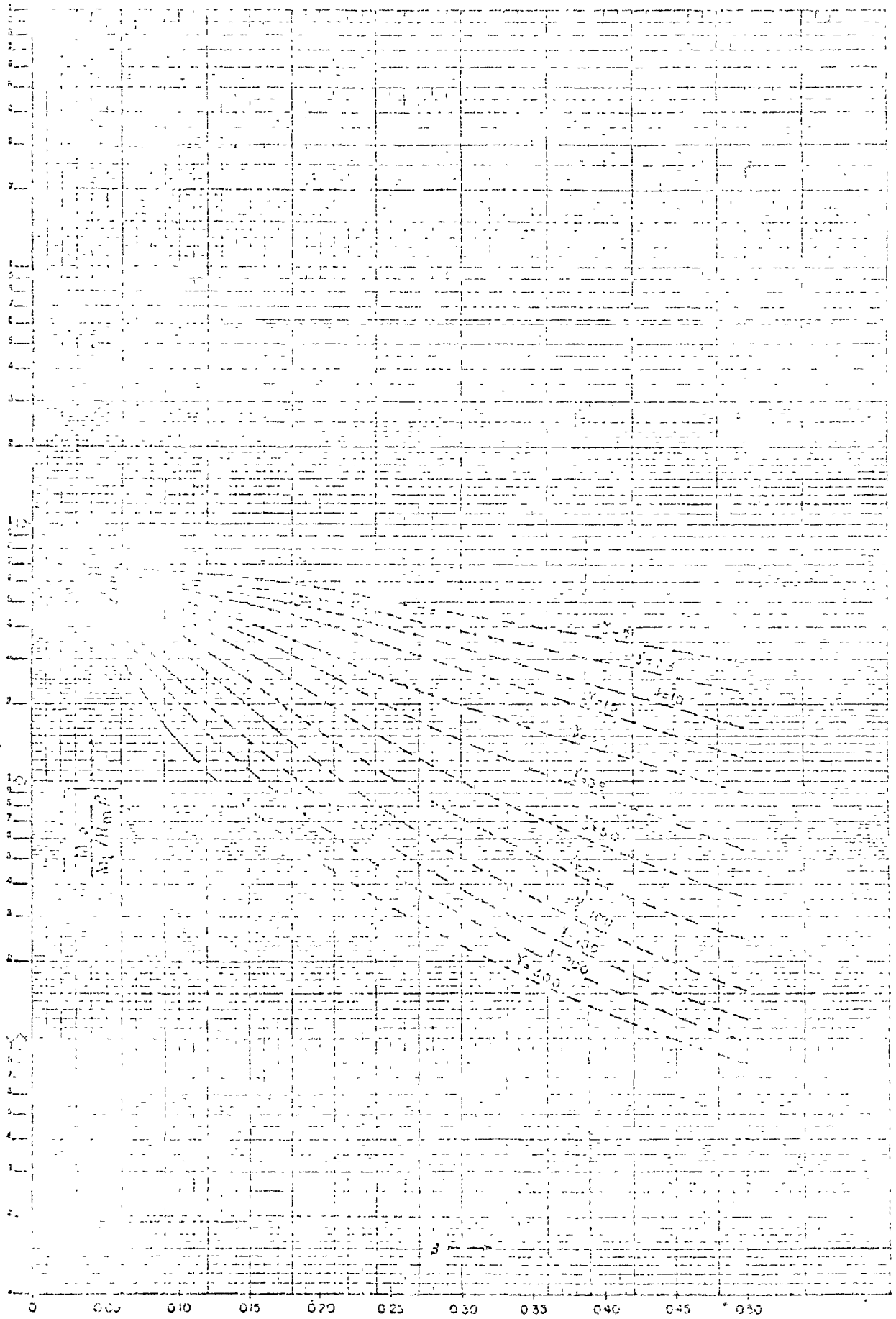


FIG. 1B—Moment  $M_y/(M_x/R)$  due to an external force radial in one end  $M_x$  on a circular cylinder (Stress on the longitudinal plane of symmetry)

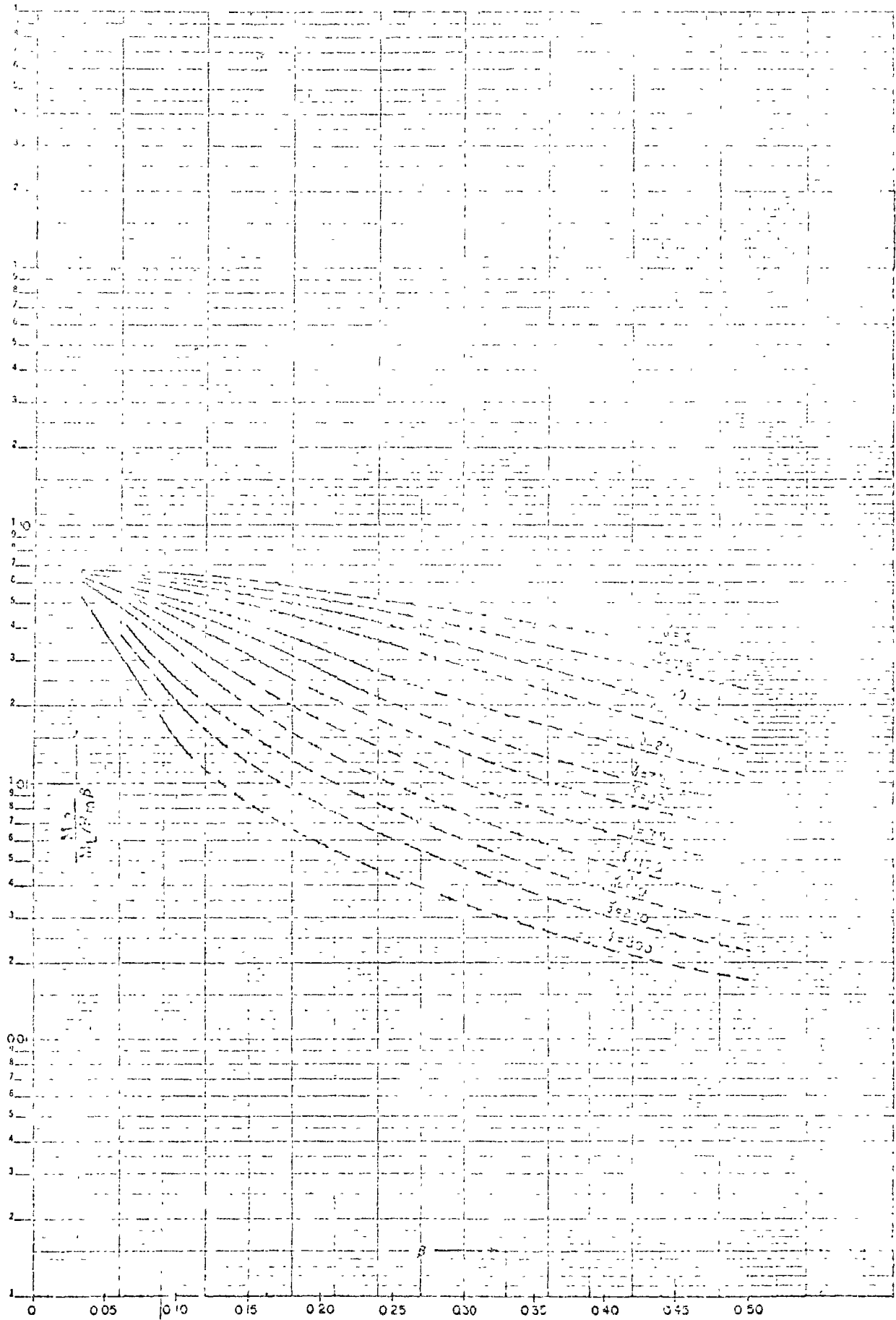


Fig. 1B-1—Moment  $M_2/(M_1/R, \beta)$  due to an external longitudinal moment  $M_1$  on a circular cylinder.

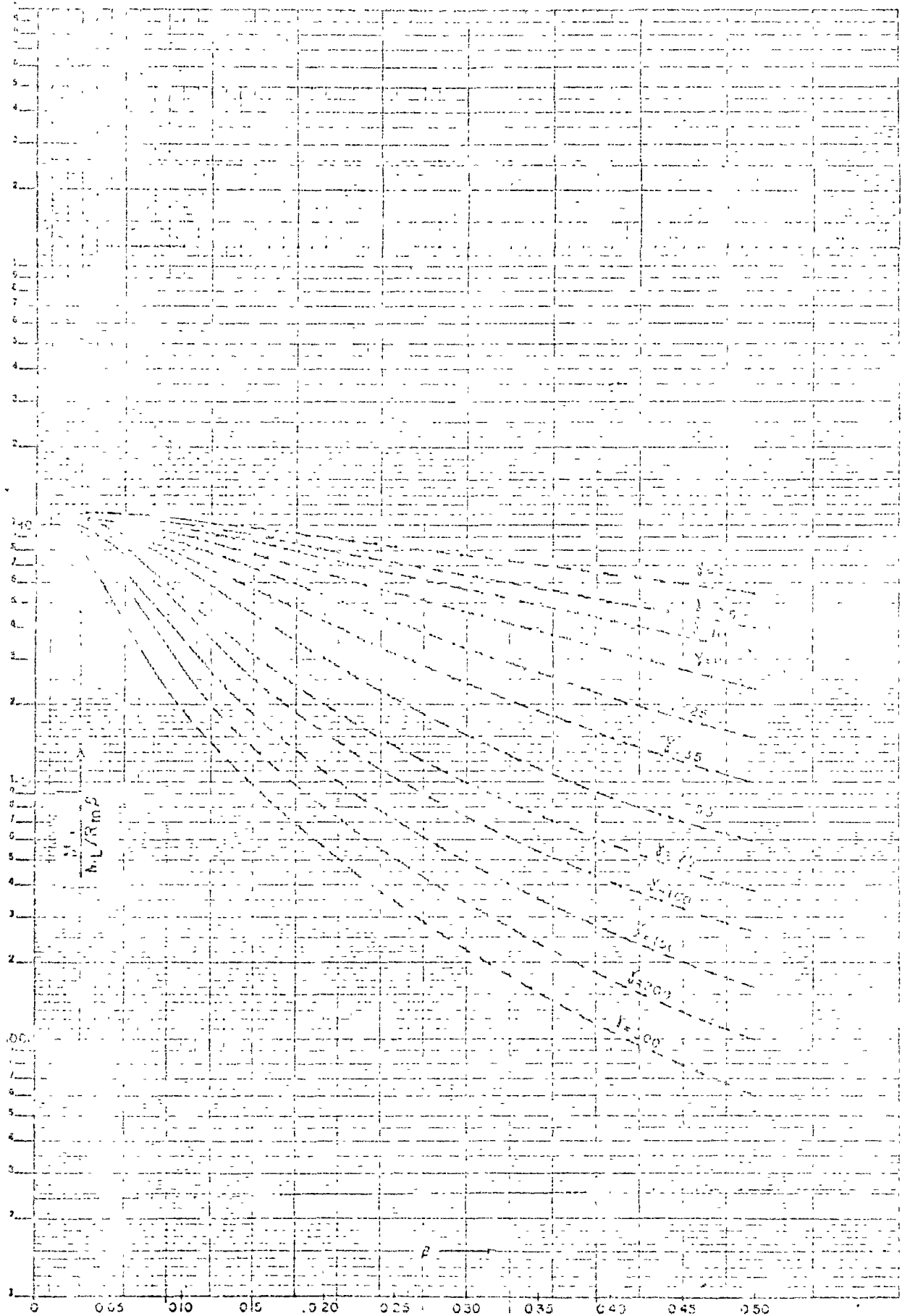


Fig. 25 Moment  $M_x/(M_1/R, \beta)$  due to an external longitudinal moment  $M_1$  on a circular cylinder (Stress on longitudinal plane of symmetry)

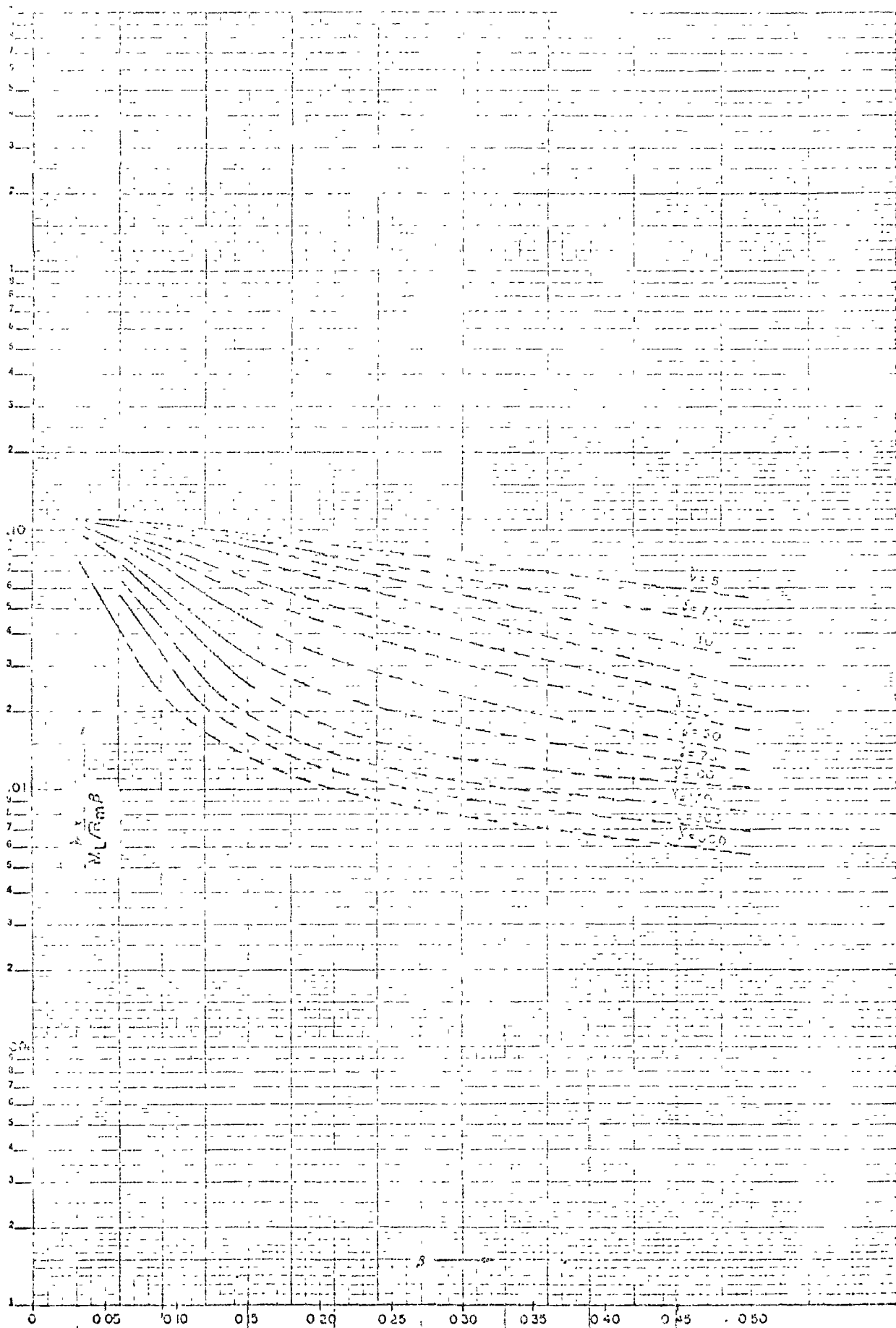


Fig. 2B-1— Moment  $M_x / (M_0 / R_0 \beta)$  due to an external longitudinal moment  $M_0$  on a circular cylinder

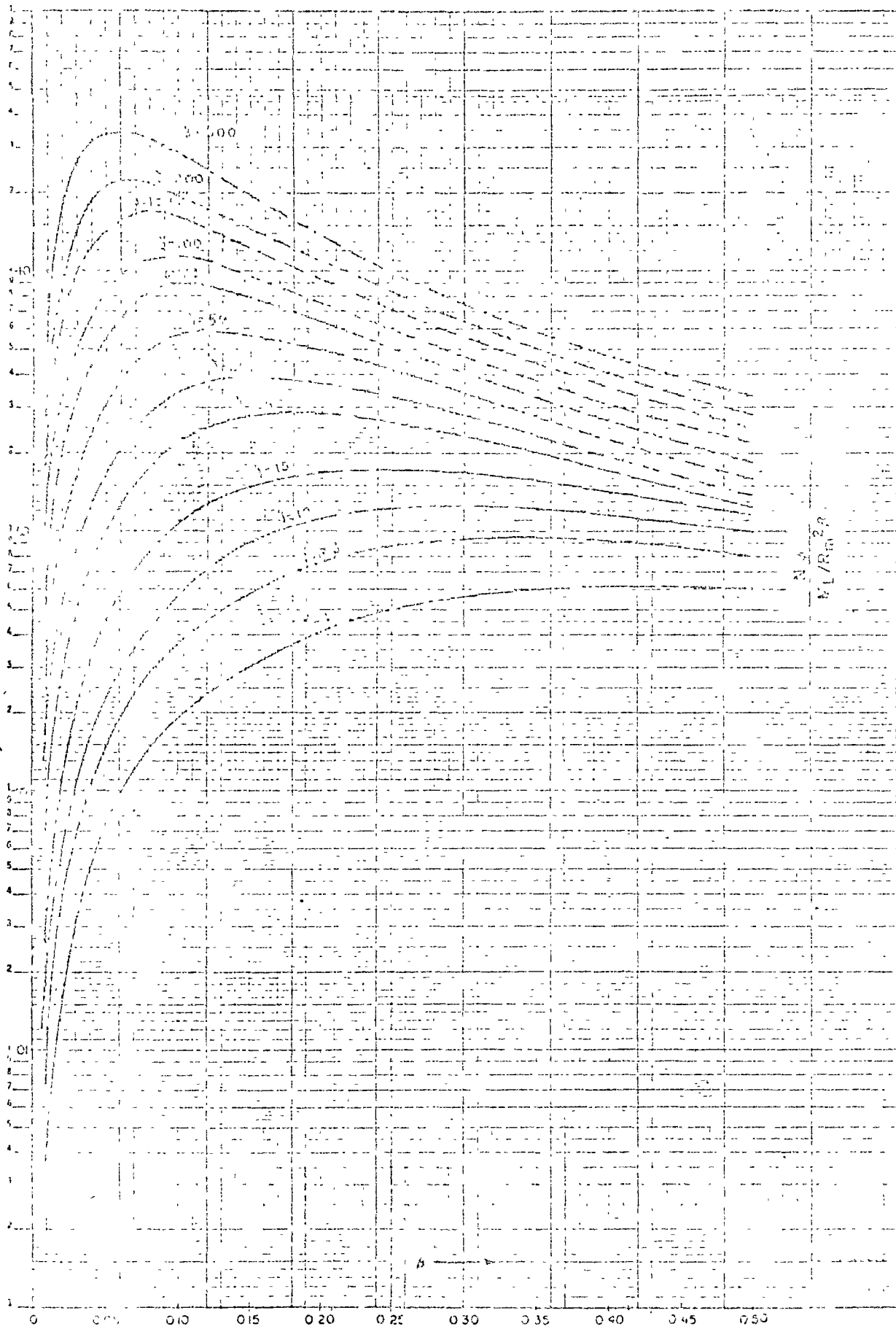


Fig. 26- Membrane force  $N_x / (M_0 / R)$  due to an external longitudinal moment  $M_0$  on a circular cylinder



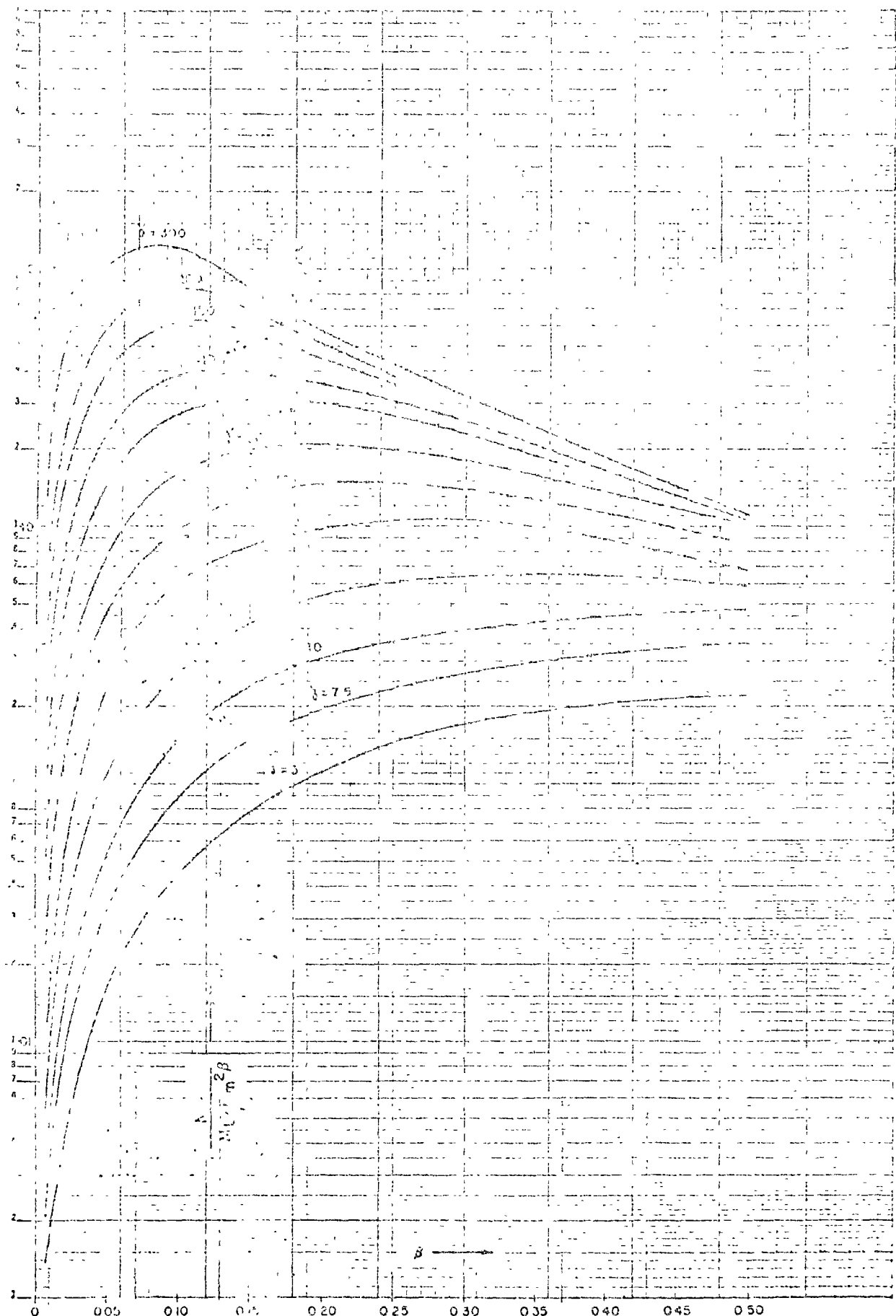


Fig. 1 Membrane force  $N_x / (M_L / R, \beta)$  due to an external longitudinal moment  $M_L$  on a circular cylinder

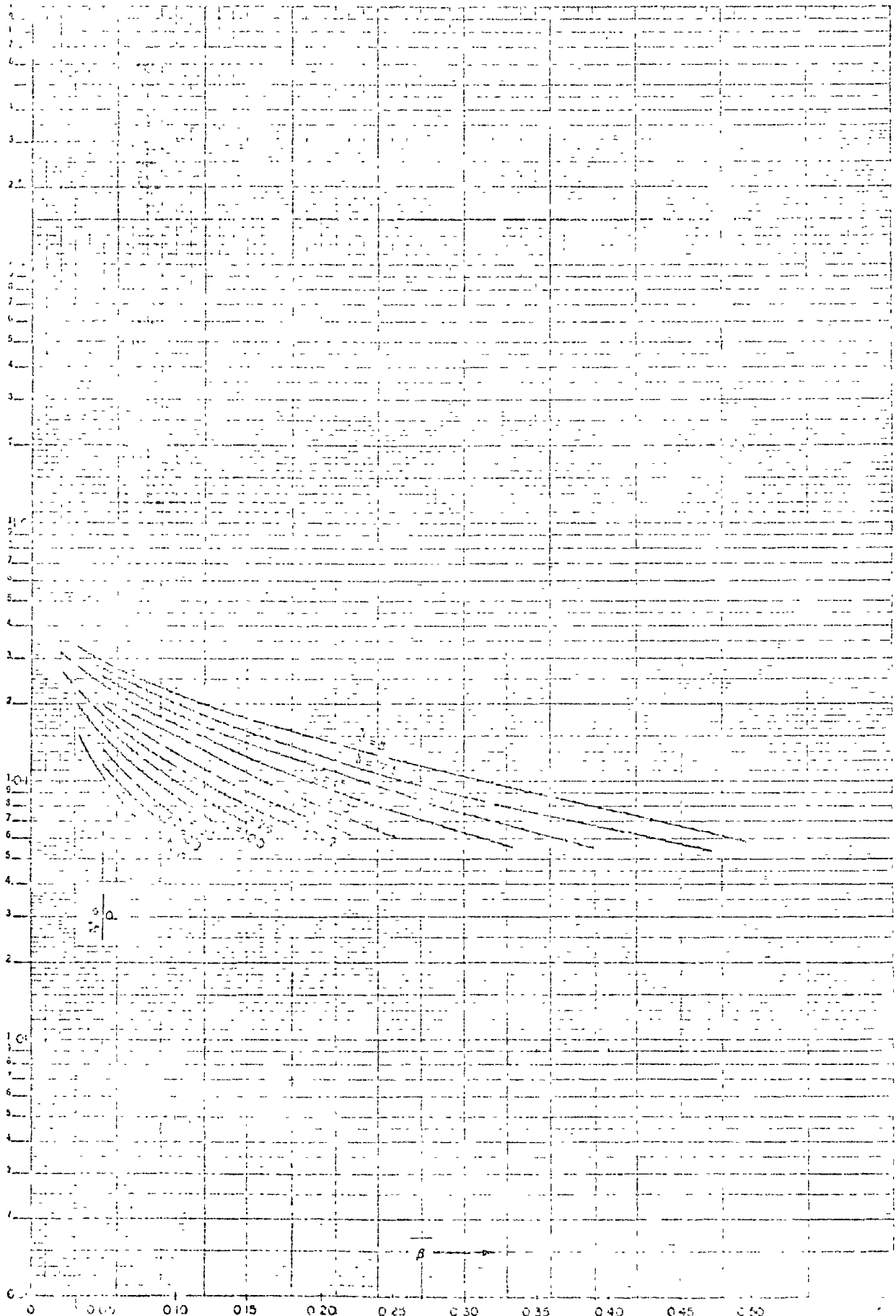


Fig. 1C--Bending moment  $M_y/P$  due to an external radial load  $P$  on a circular cylinder (transverse axis).



Fig. 1C-1—Bending moment  $M_x/P$  due to an external radial load  $P$  on a circular cylinder (longitudinal axis)

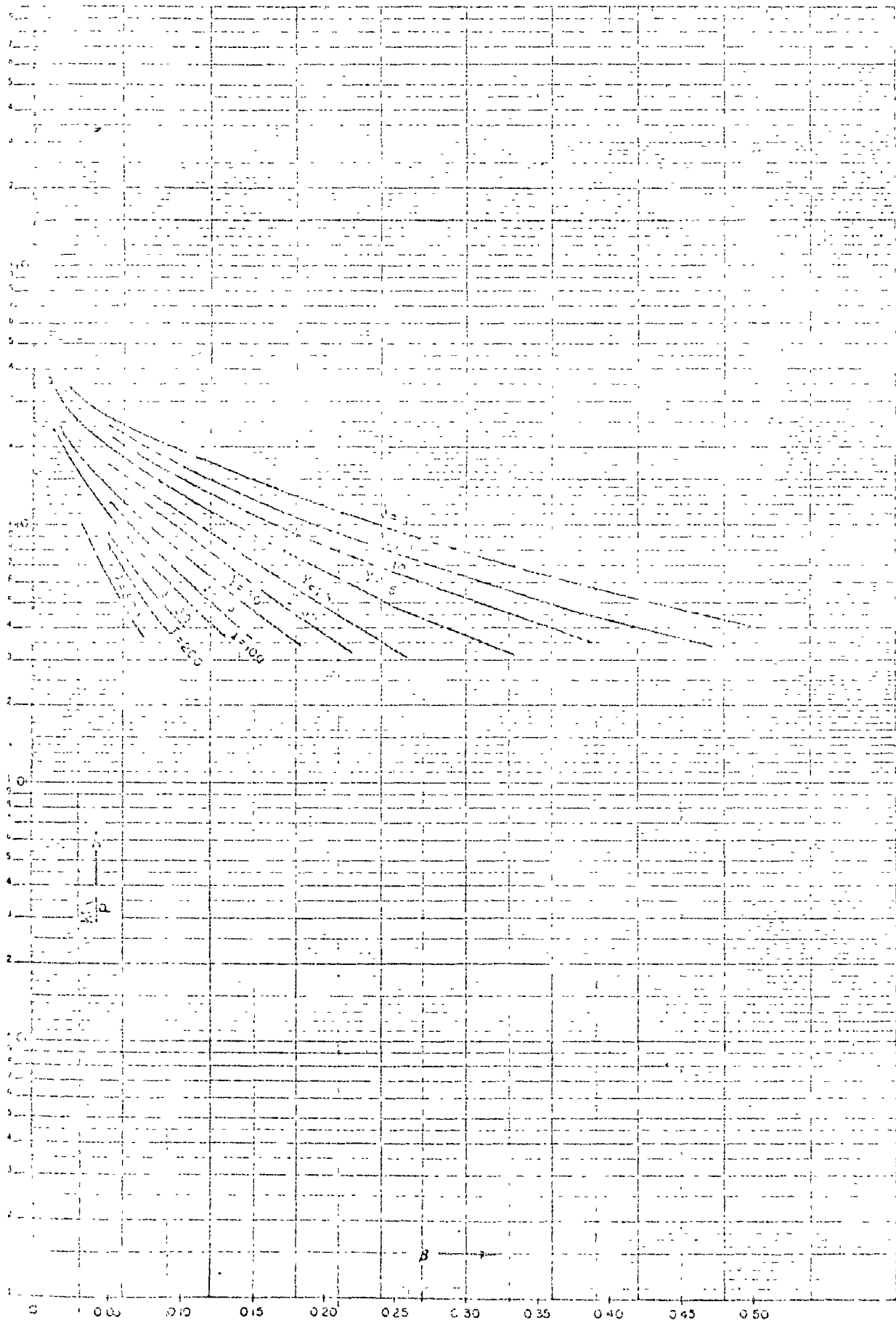


Fig. 7C--Bending moment  $M/P$  due to an external radial load  $P$  on a circular cylinder (transverse axis)

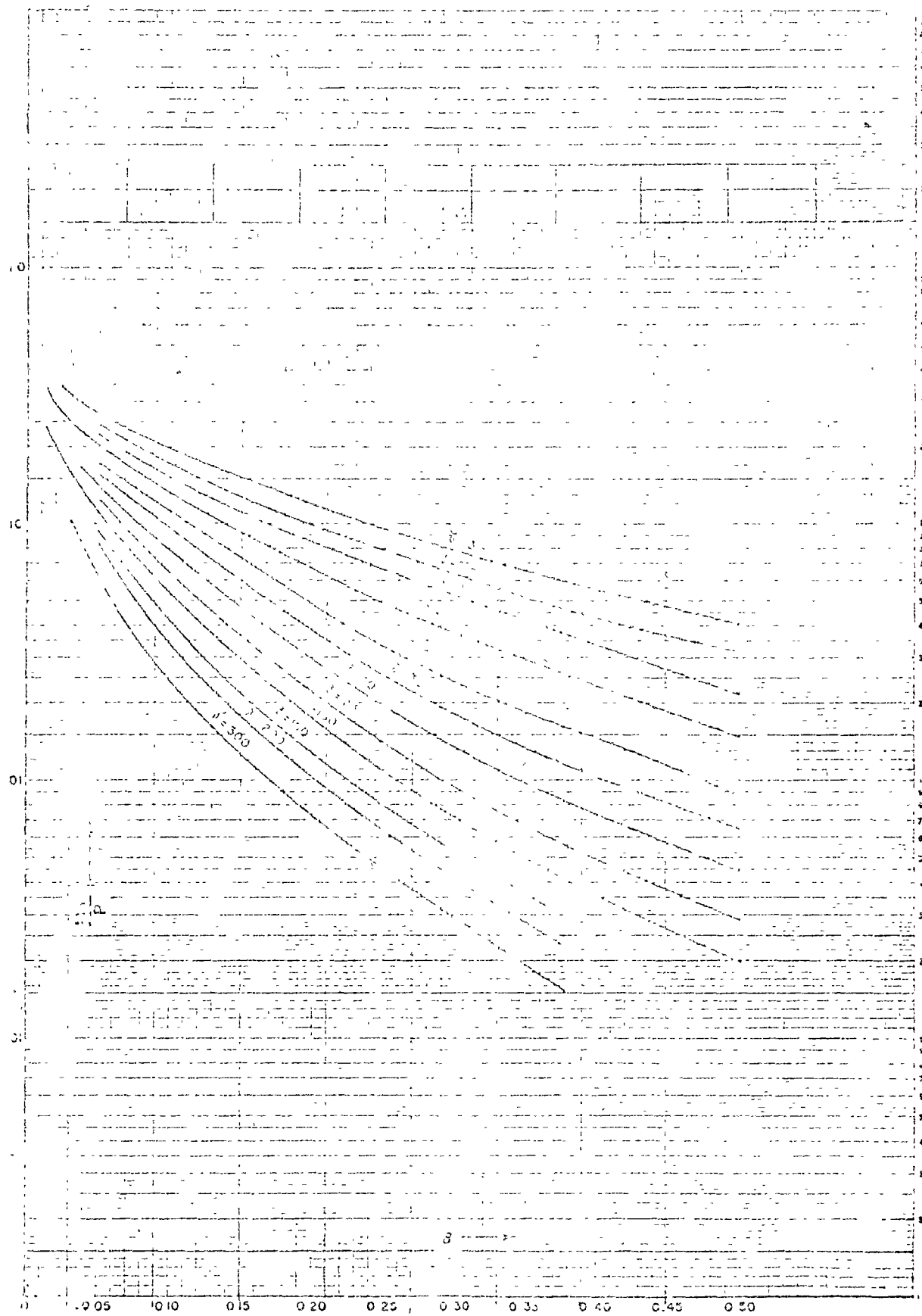


Fig. 2C-1—Bending moment  $M_1/P$  due to an external radial load  $P$  on a circular cylinder (longitudinal axis)

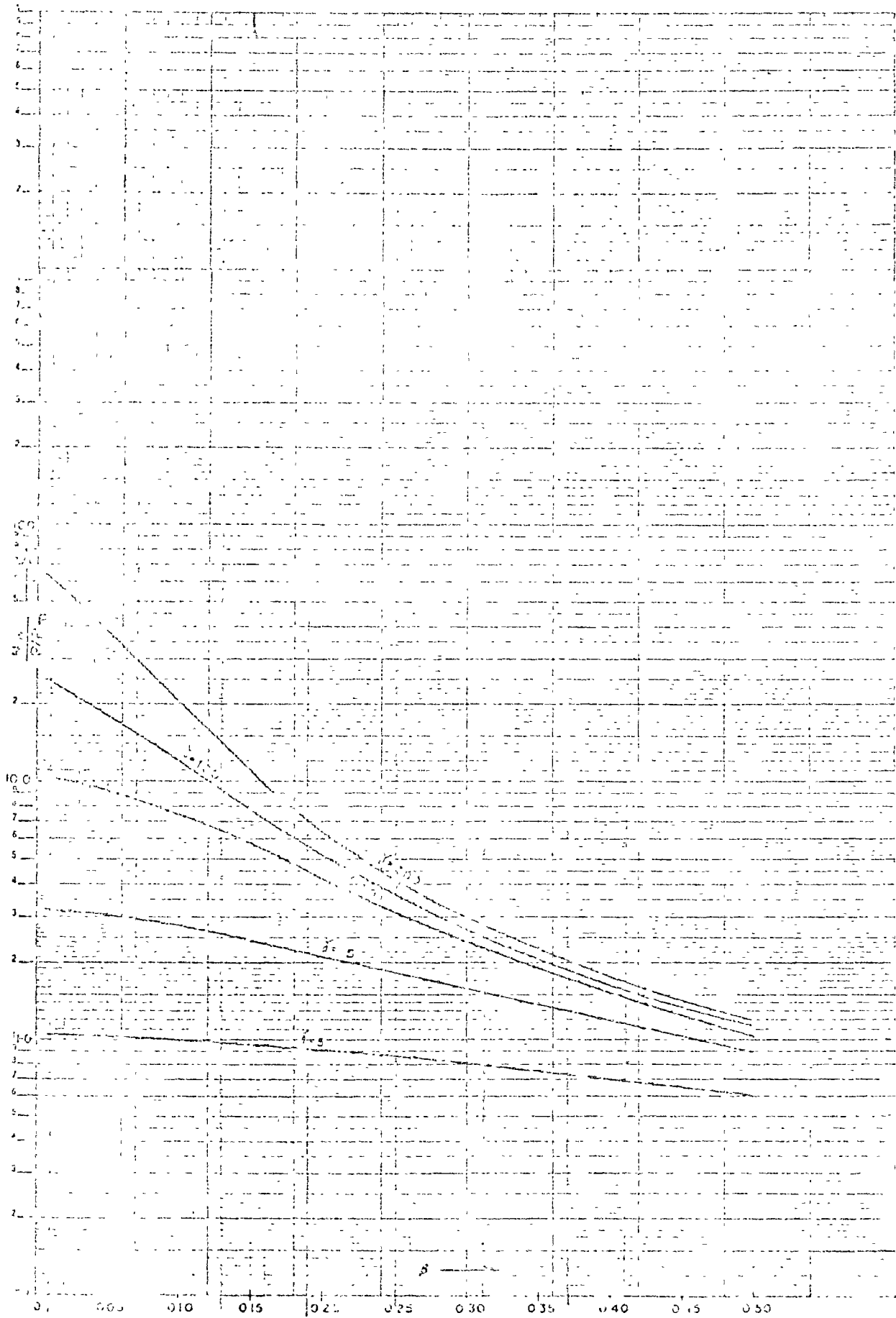


FIG. 100—Membrane force  $N_\phi$  ( $P/R_\phi$ ) due to an external radial load  $P$  on a circular cylinder

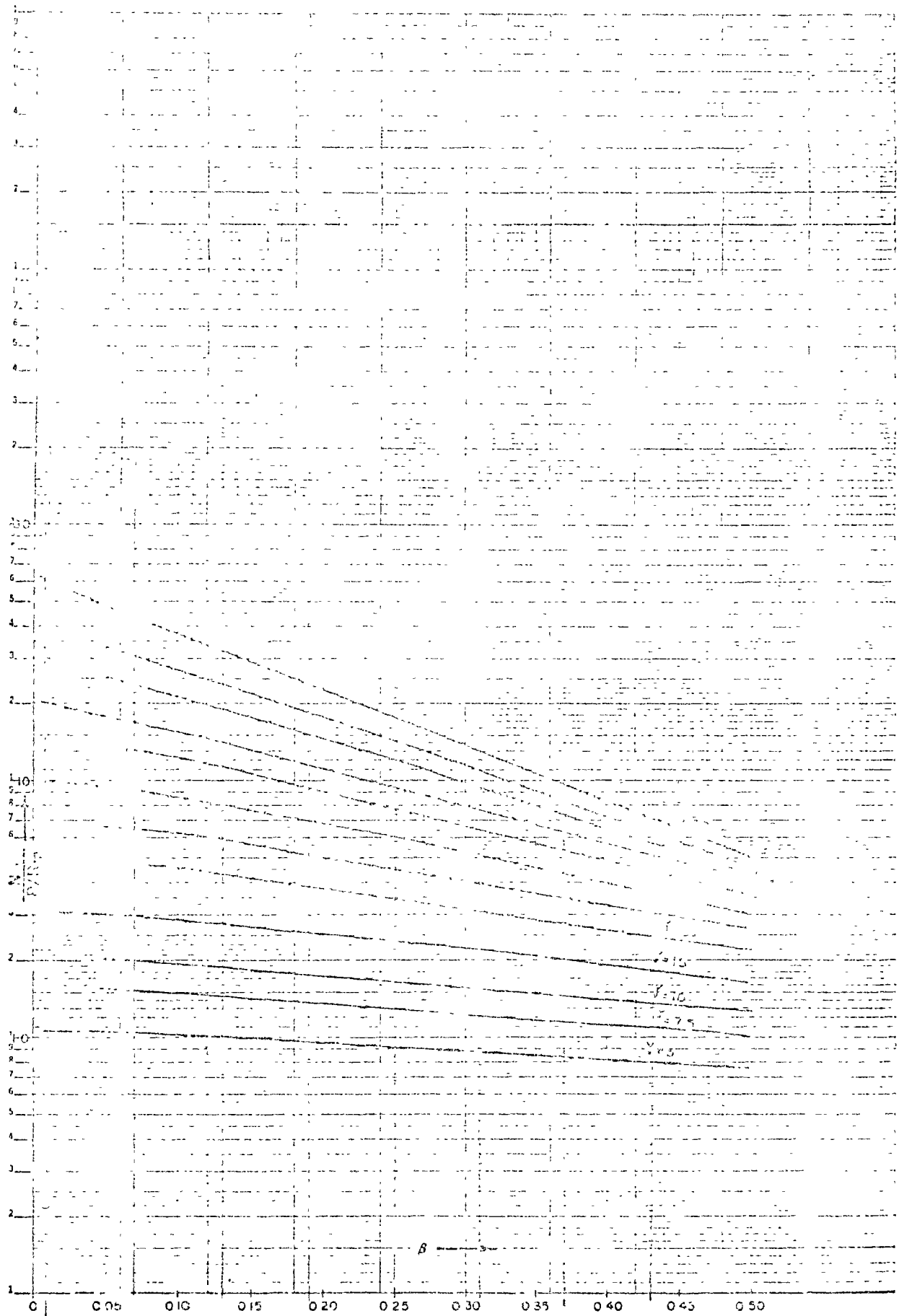


Fig. 4C—Membrane force  $N_x/(P/R_0)$  due to an external radial load  $P$  on a circular cylinder.

# APPENDIX A—BASIS FOR "CORRECTIONS" TO BIJLAARD'S CURVES

## A.1 Introduction

During the past year or more, data have become available indicating, or emphasizing, certain limitations in Bijlaard's work for external loadings on nozzle connections. In some cases, the discrepancies involved were quite large and seemingly indicated a necessity for providing interim modifications to a portion of Bijlaard's data pending development of a more adequate analytical treatment of the problem. The following summary is presented to document the nature of the discrepancies and to explain the manner in which the curves based on Bijlaard's data have been modified herein.

## A.2 Spherical Shells

Bijlaard's work on spherical shells was based on shallow shell theory, and the limitations which he placed on the theory were essentially as indicated in Fig. A-1, from which it will be observed that the limiting  $d/D$  ratio is about  $1/3$  for "thin" shells, and somewhat less in thicker shells ( $D_m/T$  ratios of 20-55). The experimental work at Cornell University which was performed to verify the theory, as reported in Reference 18, was for a  $d/D$  ratio of approximately 0.10 and  $D_m/T$  ratios of approxi-

mately 37, 80 and 92, which parameters are all well within Bijlaard's limits, as is indicated on Fig. A-1. Subsequently, Westinghouse Research Laboratories tested four photoelastic models for the Bureau of Ships, under moment loading only, as reported in Reference 24. These models had a  $D_m/T$  ratio of 51.6, one with a  $d/D$  ratio of 0.13, two with a  $d/D$  ratio of 0.27, and one with a  $d/D$  ratio of 0.50. Similarly, IIT Research Institute has tested one steel model for PVRC, having a  $D_m/T$  ratio of 236 and a  $d/D$  ratio of 0.50, the preliminary results of which are reported in Reference 23. As indicated on Fig. A-1, these models provide one point well within Bijlaard's limits, two approaching the limits and two well outside those limits.

Also recently, the work of Penny-Leckie<sup>19</sup> became available, which is based on "not-shallow shell" theory and which might offer hope of a more adequate treatment at the larger diameter ratios.

A summary of the parameters for the above mentioned models is contained in Table A-1, and a summary of the calculated and measured stresses in Table A-2. Reference 20 provides curves only for the maximum of the two stresses, and states that "for small values of  $d/T$ , the hoop stress

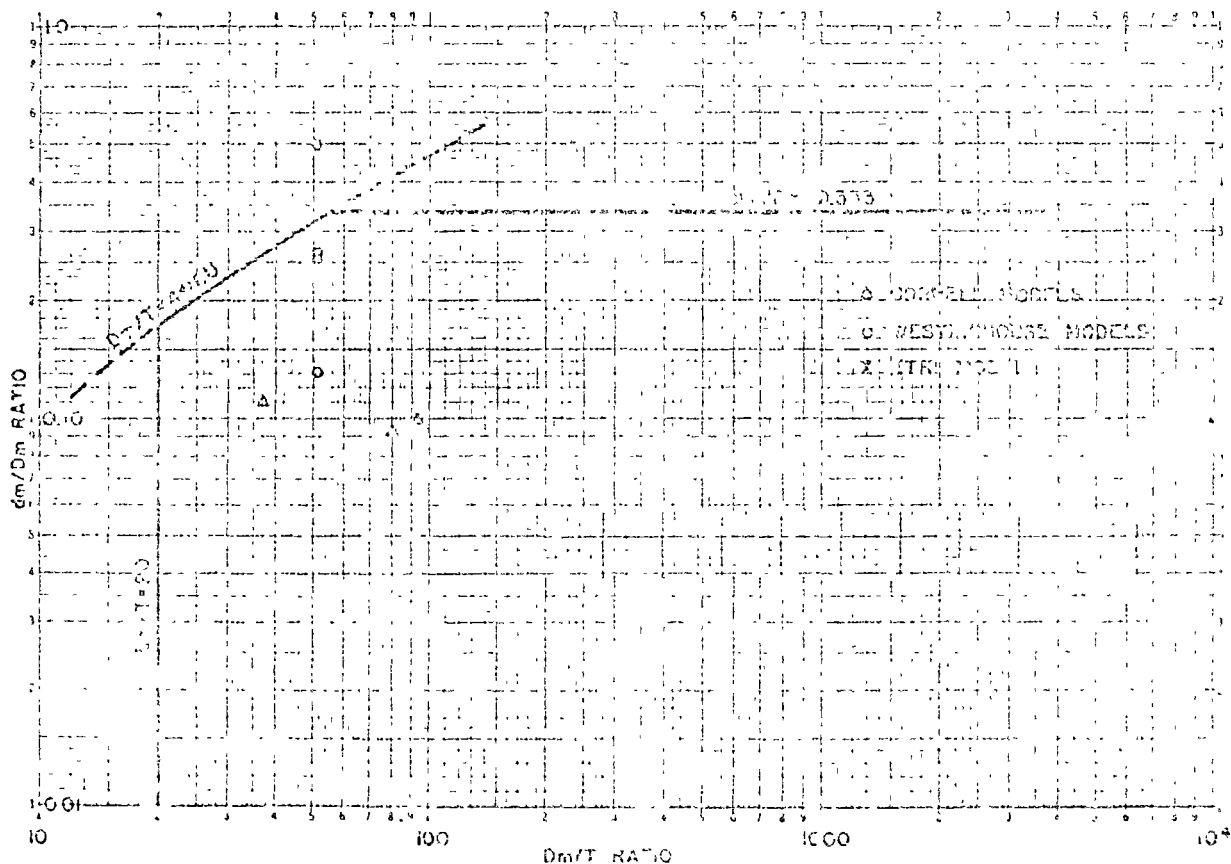


Fig. A-1—Relation of spherical test models to Bijlaard's "applicability limits"



Table A-1--Parameters for Model Vessels Tested with External Loads on Nozzles

Model	$D_m/T$	$d_i/D_i$	$r_m/R_m$	$\frac{d^a}{t}$ (= $T/t$ )	$\frac{r^a}{r_m/t}$ (= $r_m/t$ )	$\frac{d^a}{R_m} \sqrt{R_m/T}$	$\frac{r^a}{R_m} \sqrt{R_m/T}$	Fillet radius, $\times T$
						(= 1.82)	(= 0.875)	
Spherical shell models								
West WN-50A	51.0	0.50	0.50	2.0	25.5	4.59	2.52	0.80
West WN-50B	51.0	0.27	0.2745	2.0	14.0	2.52	1.38	0.80
West WN-50C	51.0	0.27	0.269	4.0	23.5	2.475	1.36	0.80
West WN-50D	51.0	0.129	0.151	4.0	13.4	1.205	0.662	0.80
UPCAL S-1	236	0.196	0.498	1.01	69.5	9.67	5.41	~1.39
Model	$D_m/T$	$d_i/D_i$	$r_m/R_m$	$t/T$	$s/S$	$\frac{d^a}{R_m}$	Fillet radius, $\times T$	$\frac{r^a}{R_m} \sqrt{R_m/T}$
Cylindrical shell models								
West S-1 "L"	19.9	0.32	0.325	0.45	0.754	0.565	1.0	1.005
West S-1 "M"	19.0	0.63	0.634	0.637	0.926	0.785	0.75	1.95
West S-1 "N"	19.0	1.00	1.00	1.00	1.00	0.75	0.75	...
UPCAL S-1	239	0.496	0.4975	0.98	0.608	0.439	~1.35	5.3

<sup>a</sup> All units in centimeters.

Table A-2--Comparison of Calculated and Measured Stresses in Spherical Model, under External Nozzle Loadings

	--- Calculated stresses, <sup>a</sup> ksi ---			--- Measured stresses, <sup>a</sup> ksi ---		
	$\sigma_y$	$\sigma_z$	Penny	$\sigma_y$	$\sigma_z$	Adjusted
Moment loading						
WN-50A	2.72	2.13	3.61	4.81	6.05	5.03 <sup>b</sup>
WN-50B	3.18	2.51	3.57	4.59	5.73	4.75 <sup>b</sup>
WN-50C	2.40	0.55 <sup>c</sup>	2.52	3.83	4.45	3.97
WN-50D	2.11	0.447	2.09	2.73	3.15	2.81 <sup>c</sup>
S-1			14.5	9.35	14.4	11.8 <sup>d</sup>
Direct axial load (6000 lb pull)						
S-1			23.4	16.56 <sup>e</sup>	20.66 <sup>e</sup>	17.0 <sup>d</sup>
				18.3 <sup>f</sup>	23.5 <sup>f</sup>	19.3 <sup>d</sup>

NOTES:

<sup>a</sup> Stresses due to moment loading are reported as a ratio of the stress in question to the calculated bending stress in the nozzle, as was reported by Westinghouse for the photoelastic models. These "base" nozzle stresses are as follows: WN-50A--0.00398Mb, WN-50B--0.0135Mb, WN-50C--0.0274Mb, WN-50D--0.118Mb; S-1--0.0903Mb, where Mb is the applied moment.

<sup>b</sup> Based on local SCF of 1.20.

<sup>c</sup> Based on local SCF of 1.12.

<sup>d</sup> Based on local SCF of 1.22.

<sup>e</sup> Average of eight separate measurements around nozzle.

<sup>f</sup> Maximum of eight separate measurements around nozzle.

( $\sigma_y$ ) is higher than the meridional stress ( $\sigma_z$ ). With increasing  $t/T$ ,  $\sigma_y$  becomes smaller and  $\sigma_z$  larger, until  $\sigma_z$  begins to dominate. This change-over takes over when  $t/T$  is approximately 0.75 . . . . On this basis, the stresses from Penny-Leckie are presumably for  $\sigma_y$  for the four photoelastic models (WN-50 series), and  $\sigma_z$  for the steel model ("S-1").

In the case of the photoelastic models (moment loading), it will be noted that the calculated stresses from Bijaard and Penny-Leckie agree almost exactly for the smallest  $d_i/D_i$  ratio (WN-50D), Bijaard is about 5% lower than Penny-Leckie for model WN-50B and WN-50C, and 25% lower than Penny-Leckie for model WN-50A, indicating a progressive deterioration of shallow shell theory. However, it will be noted that for these four models, all of the calculated values for  $\sigma_y$  are somewhat below the measured values, and all of the

calculated values for  $\sigma_z$  are greatly below the measured values. As was explained in Reference 28, the primary reason for this difference is that both Bijaard and Penny-Leckie provide only for the calculation of the stresses in the shell; however, for all four of these models, the maximum stress proved to be across the base of the nozzle, characterized by a high bending stress in the axial ( $\sigma_z$ ) direction.

In the case of the steel model (S-1) the calculated stresses from Penny-Leckie agree almost exactly with the maximum measured stresses under both moment and axial loading, and would be about 25-30% conservative in relation to the stress measurements adjusted for local stress concentration. It should be emphasized, however, that present figures are preliminary and "average" figures may not be the most valid representation of the data.

In normal design procedure, it must be assumed that the maximum pressure and maximum external loading stresses occur at the same point. In the case of Model "S-1," this was true insofar as can be determined from the preliminary data. In the case of the photoelastic models, a duplicate of Model WN-5013 was tested under internal pressure; for this model, the points of maximum stress did not quite coincide. Assuming that the point of maximum pressure stress will be controlling, the external (moment) loading stress at that point was perhaps 10-15% less than its maximum. On the basis of present evidence, it should *not* be assumed that there is any large conservatism in considering the points of maximum stress as coinciding (in the case of the larger diameter ratios in spherical shells at least).

Quoting Reference 28, the status of the theoretical work on spherical shells can be summarized as follows:

"The theoretical solutions for the stresses and deflections in (spherical) pressure vessels produced by externally applied forces and moments have been developed to the point where they can be of considerable value to the designer if used with discretion. The discretion which must be used consists of cognizance of the following limitations:

(1) When the loads are applied through relatively thin-walled nozzles, the *rigid-insert approximation* suppresses the stresses circumferential to the nozzle. Whereas this approximation also exaggerates the meridional stresses, there is no reason to believe that the calculated meridional stress is a good approximation of the actual circumferential stress.

(2) When the loads are applied through relatively thin-walled nozzles, the highest stress may occur in the nozzle and a solution which gives only shell stresses (as do Bijlaard's and Penny-Leckie's solutions in their present form) may seriously underestimate the peak stress.

(3) None of the theories are capable of considering the geometry of the junction in detail. Therefore, the concentrating effect of a sharp corner must be estimated separately. Also, the addition of even a small fillet or weld bead can significantly affect the stiffness of the junction and result in discrepancies between the actual and calculated stress . . ."

On the basis of the foregoing, no changes in Bijlaard's curves for spherical shells are considered necessary, but particular attention should be paid to these limitations, and to the limitations which Bijlaard placed on his own work (as summarized on Fig. A-1). Since Penny-Leckie's theory appears to give the same results as Bijlaard's at small diameter ratios but does not have the limitations of shallow shell theory, and in addition covers both flush and protruding (balanced) nozzles, the PVRC Subcommittee hopes to provide, in the future, more

complete stress data based on this theory, including the stress distribution in both the shell and nozzle.

### A.3 Cylindrical Shells

About two years ago, PVRC undertook testing of a series of simple, fabricated (c-type) models consisting of two models at a  $D_i/T$  ratio of 18.0, with  $d_i/D_i$  ratios of 0.63 and 1.00 and two models at a  $D_i/T$  ratio of 25.0, with  $d_i/D_i$  ratios of 0.50 and 1.00. The primary purpose of these models was to provide external loading data at the larger diameter ratios in the hope of being able to extrapolate Bijlaard's curves for cylindrical shells on up to a  $d_i/D_i$  ratio of 1.0.

The results of this work have recently become available, the data on the two "thick" shell models being reported in Reference 22 and the *preliminary* data on the smaller of the two thin shell models in Reference 23. The results for the thick shell models indicate discrepancies in Bijlaard's "extended range" data (page 12 of Reference 10) of a magnitude consistent with that which would be expected from shallow shell theory (as indicated by the work on spherical shells). However in the case of the thin shell model the results indicate that some of this extended range data is greatly in error; in addition, it appears probable that some of the critical curves<sup>2,3</sup> are significantly in error in the very thin shell region (say, for values of  $\beta$  greater than 0.15 and 0.10 at values of  $\gamma = 100$  and 30, respectively). It appears that the basic reason for this discrepancy is that, in thin shells, the longitudinal axis is relatively flexible and free to deform in relation to the transverse axis, causing the transverse axis to carry a disproportionate share of the load. This effect was not fully provided for in Bijlaard's treatment of the problem, which treated the nozzle as an "equivalent" square attachment. Actually, from superficial examination, some of the test results appear so improbable as to create suspicion of major deficiencies in the test model. However, upon detailed comparison with available internal pressure data, there is very good reason to believe that the results are essentially correct.

#### A.3.1 "Thick-Walled" Model Data

A summary of the parameters for the models in question (Penn State Models "R" and "S" and IITRI Model "C-1") is contained in Table A-1, together with similar data (subsequently used for comparison purposes) for Penn State Model "L" reported in Reference 21.

A summary and comparison of calculated and measured data for the three "thick-walled" models is contained in Table A-3. These data indicate that for Model "L," which presumably is at about the upper limit of shallow shell theory, the calculated stresses under moment loading range from 10 to 50% conservative; for Model "R" which involves an extrapolation of Bijlaard's curves, the

Table A-3—Comparison of Calculated and Measured Stresses in Thick-Walled Cylindrical Vessels with External Loads on Nozzles

		Calculated stresses, ksi			Maximum measured stresses, %	
		Membrane	Bending	Total	Gross	Adjusted
<b>Model "L"</b>						
Longitudinal moment (250,000 in-lb)	-- $\sigma_{\theta}$	10.45	17.1	27.55	20.5	20.5
	-- $\sigma_r$	3.36	5.9	9.26	35.4	27.2 <sup>a</sup>
Transverse moment (250,000 in-lb)	-- $\sigma_{\theta}$	3.41	35.4	38.8	54.7	31.4 <sup>a</sup>
	-- $\sigma_r$	6.37	24.7	31.1	21.2	21.2
<b>Model "R"</b>						
Longitudinal moment (500,000 in-lb)	-- $\sigma_{\theta}$	7.58	5.37	12.95	11.6	14.6
	-- $\sigma_r$	3.60	8.03	11.63	23.7	16.0 <sup>b</sup>
Transverse moment (500,000 in-lb)	-- $\sigma_{\theta}$	4.16	31.5	35.66	57.1	40.7 <sup>b</sup>
	-- $\sigma_r$	10.0	15.0	25.0	26.9	26.9
Radial load (500,000 pull) (60° radial axis)	-- $\sigma_{\theta}$	2.08	5.78	7.86	1.4	1.4
	-- $\sigma_r$	3.55	3.24	6.79	2.2	1.57 <sup>c</sup>
Transverse axis	-- $\sigma_{\theta}$	(Same as longitudinal axis)			14.4	16.0 <sup>a</sup>
	-- $\sigma_r$	(Same as longitudinal axis)			8.2	8.2
<b>Model "S"</b>						
Longitudinal moment (500,000 in-lb)	-- $\sigma_{\theta}$				4.8	4.8
	-- $\sigma_r$				9.7	6.0 <sup>b</sup>
Transverse moment (500,000 in-lb)	-- $\sigma_{\theta}$				9.8	8.15 <sup>c</sup>
	-- $\sigma_r$				1.31 (60° axis)	3.3

**NOTES**

- <sup>a</sup> Factor of safety of 1.30
- <sup>b</sup> Factor of safety of 1.40
- <sup>c</sup> Based on safety of 1.20
- <sup>d</sup> Based on safety of 1.10

calculated stresses under moment loading range from about 7 to 55% unconservative, with all four stress quantities being 38 to 55% less conservative than was the case for Model "L." This effect is believed attributable to limitations analogous to those of shallow shell theory, and is of a magnitude not inconsistent with the effect noted in spherical shells.

For the case of radial load data were not obtained on Model "L." For Model "R," the maximum measured stresses on the longitudinal axis (both  $\sigma_{\theta}$  and  $\sigma_r$ ) are less than one-fourth the calculated values. On the transverse axis, the measured longitudinal stress,  $\sigma_r$  (longitudinal with respect to the shell but circumferential with respect to the nozzle) was of the same order of magnitude as the calculated stress, although there is perhaps an indication that the membrane portion of the calculated stress is "low" and the bending portion "high." In the case of the circumferential stress,  $\sigma_{\theta}$  (circumferential with respect to the shell), the calculated stress is significantly lower than the measured stress, but in this case the maximum measured stress was across the base of the nozzle. The next highest reading was in the shell and would seem to be quite consistent with the calculated value.

**A.3.2 "Thin-Walled" Model Data**

A summary and comparison of the calculated and measured data for HTRI Model "C-1" is contained in Table A-4. From this comparison, it will be noted that in some instances there are very large discrepancies between the calculated and measured stress values. Further, it will be observed that under a longitudinal moment loading, the maximum stress occurs well off the longitudinal

axis of the vessel, with the maximum value being better than twice that directly on the longitudinal axis; a very similar effect was noted under internal pressure. Whereas we had forewarning of this possibility under internal pressure, the effect was quite unexpected under longitudinal moment. Because this result seems somewhat unusual, a special effort was made to evaluate the probable validity of the results, summarized as follows:

(a) The vessel was not a machined model and was slightly out-of-round. Such out-of-roundness may have some effect on the measured pressure stresses, but we do not believe that it would significantly affect the stresses due to external loading. The fillet and the area adjacent to the nozzle-shell juncture were checked with templates, and it is believed that any deviation in thickness or local contour is minor and does not constitute an explanation for the effects noted.

(b) In testing the model, only one quadrant was completely instrumented.\* However, for the axes of symmetry, supplementary instrumentation was installed 180° opposite the primary instrumentation. Also, for the external loading tests, the loads were applied in both the "positive" and "negative" directions, giving a total of four readings for each nominal location on the axes of symmetry and two readings for locations off the axes of symmetry. In all cases, the critically stressed region was found to be directly in the fillet at the nozzle-shell juncture. A plot of the stresses along the fillet, under the four loading conditions used, is shown in Figs. A-2 to A-5 inclusive, based on arithmetic averages of the available data. The total scatter in the data for a given location slightly

\* See note at the end of Section A.3.2

Table A-4—Comparison of Calculated and Measured Stresses in Thin Walled Cylindrical Vessel (HTRI Model C-1) with External Loads on Nozzles

	—Calculated stresses, ksi—			—Measured stresses, ksi—	
	Membrane	Bending	Total	Gross	Adjusted
Longitudinal moment (18,000 in.-lb)					
Longitudinal axis - $\sigma_\theta$	5.74	0.72	6.46	11.8	11.8
Longitudinal axis - $\sigma_z$	4.02	0.93	4.95	12.6	10.3*
Maximum <sup>b</sup> - $\sigma_n$	...	...	...	15.9	15.9
Maximum <sup>b</sup> - $\sigma_t$	...	...	...	29.5	24.16*
Transverse moment (3600 in.-lb)					
Transverse axis - $\sigma_\theta$	0.62	6.54	7.16	23.85	19.5*
Transverse axis - $\sigma_z$	3.97	2.30	6.27	10.5	10.5
Radial load (1000 lb pull)					
Longitudinal axis - $\sigma_\theta$	1.12	3.66	4.78	2.7	2.7
Longitudinal axis - $\sigma_z$	4.16	1.44	5.60	3.0	2.46*
Transverse axis - $\sigma_\theta$		(Same as longitudinal axis)		15.3	15.3
Transverse axis - $\sigma_z$		(Same as longitudinal axis)		26.1	21.4*

NOTES

\* Based on local S.C.P. of 1.22.

<sup>b</sup> Maximum stresses were located 60-70° off the longitudinal axis. These stresses are derived from 64 mm. gage measurements oriented radially and circumferentially with respect to the nozzle (or the hole in the shell). The maximum principal stress at this location may be 50% higher than by definition cannot be lower than indicated by the measurements.  $\sigma_n$  designates the stress normal to a plane at the section (= circumferential with respect to the nozzle) and  $\sigma_t$ , the stress in the plane of such a section (axial with respect to the nozzle). Therefore, on the longitudinal axis,  $\sigma_n = \sigma_\theta$  and  $\sigma_t = \sigma_z$ ; on the transverse axis,  $\sigma_n = \sigma_z$  and  $\sigma_t = \sigma_\theta$ .

exceeded 10% for the worst case (except in low stressed areas where considerable scatter in percent is normal). In most cases, the scatter was less than 10%. From the plot of the data on Figs. A-2 to A-5 inclusive, it will be noted that the consistency of the data is good except for the case of the stress,  $\sigma_n$  [circumferential with respect to

the nozzle; see Note (2) in Table A-1], in the region 45-70° off the longitudinal axis under internal pressure and longitudinal moment (Figs. A-2 and A-3 respectively). The readings on the axes of symmetry were obtained with two-element rosettes, readings from the third element having been discarded because of excessive scatter; the maxi-

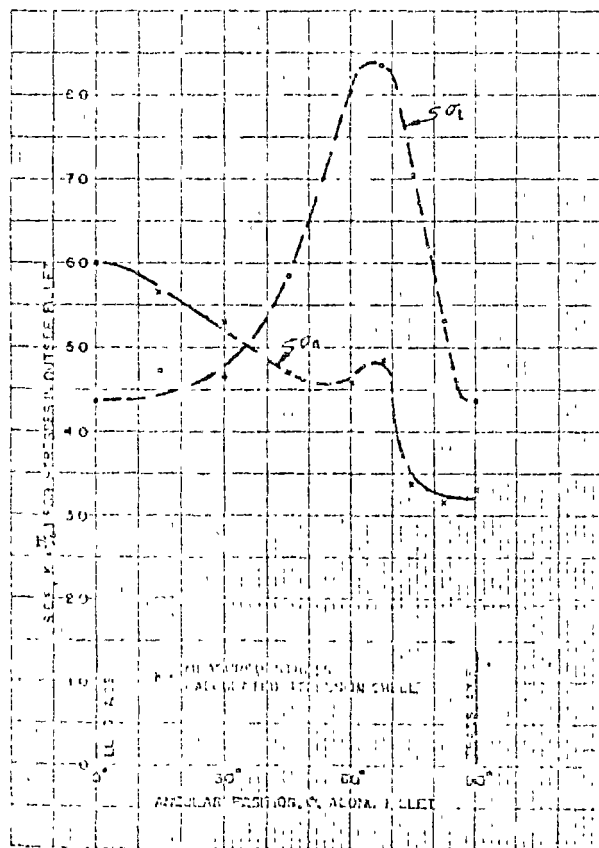


Fig. A-2—Measured stresses in fillet of HTRI model C-1 tested under internal pressure (30 psi pressure)

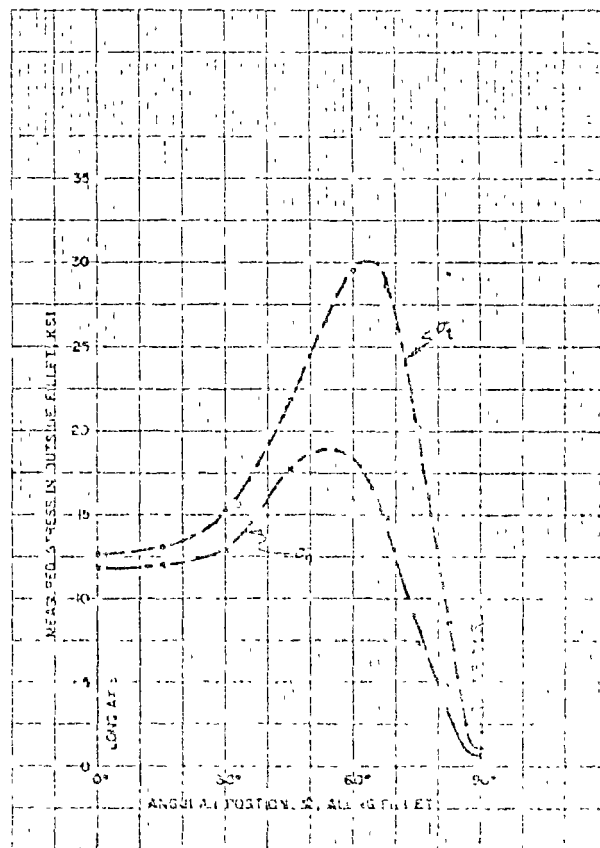


Fig. A-3—Measured stresses in outside fillet of HTRI cylindrical shell model C-1 under longitudinal moment loading of 18,000 in.-lb

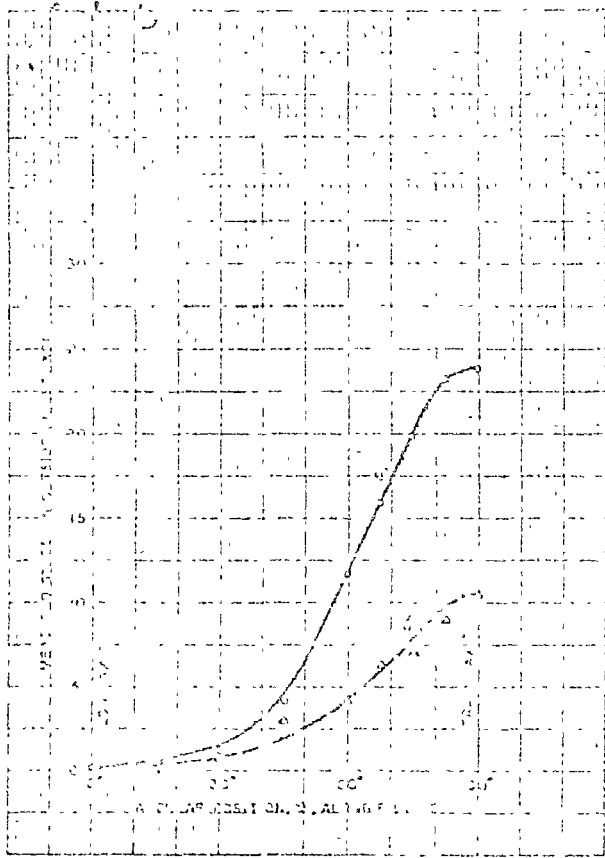


Fig. A-4—Measured stresses in outside fillet of IITRI cylindrical shell model C-1 under transverse moment loading of 3000 in lb

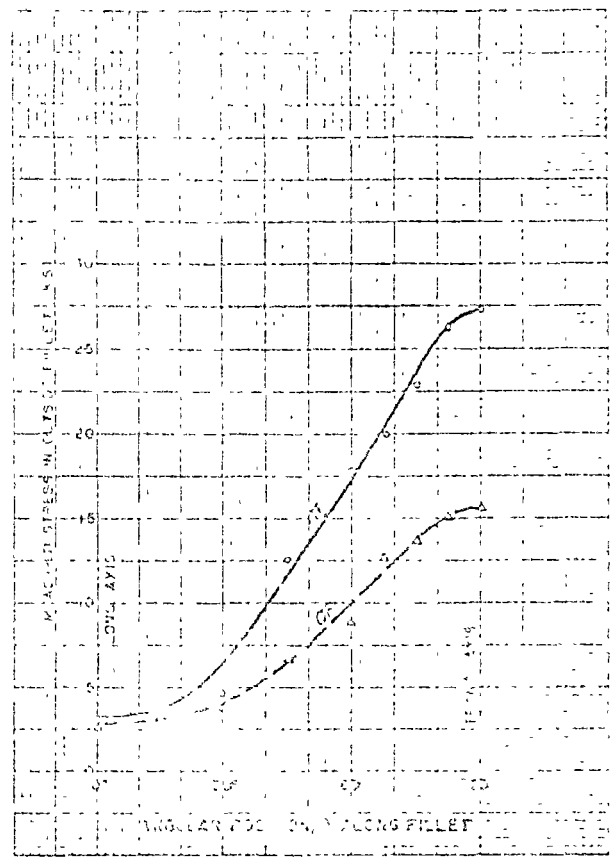


Fig. A-5—Measured stresses in outside fillet of IITRI cylindrical shell model C-1 under a radial load (pull) of 1000 lb

imum principal stress at each location may be higher than indicated by present readings but cannot be lower (by definition, assuming the basic validity of the data). (NOTE: The basic reason for the scatter in the third element is believed attributable to difficulty in accurate orientation of the  $1/16$  in. gages; these readings will be checked using  $1/16$  in. pre-assembled, three-element rosettes.)

(c) As a part of the PVRC reinforced openings program, an effort is being made under the direction of Dr. A. C. Eringen to provide an analytical solution for the cylinder-to-cylinder intersection problem under internal pressure. The basic theory and the first numerical results from this work are contained in References 25, 26 and 27. Dr. Eringen has shown that the stresses in such an opening can be related to a single parameter,  $\Omega = (d_m/D_m) \sqrt{D/T}$ . Although present numerical results cover only the case of an opening with a membrane closure ( $t/T = 0$ ), these results show that as the parameter  $\Omega$  increases, the maximum membrane stress and the maximum surface stresses both shift off the longitudinal axis. Although the numerical results presented in these reports cover values of  $\Omega$  only up to a value of  $\Omega = 2.8$ , Van Dyke<sup>11</sup> subsequently extended the range of calculated data up to a value of  $\Omega = \sim 8.0$ . The results from this work show that, as the parameter

$\Omega$  increases, the maximum membrane stress circumferential to the hole and the maximum stress on both surfaces all shift off the longitudinal axis. This "shift" develops first on the outside surface, followed by a shift in the membrane stress and finally by a shift in the inside surface stress. In each case, as the value of  $\Omega$  increases, the maximum stress increases progressively in magnitude and also moves progressively farther away from the longitudinal axis. This is illustrated in typical fashion for the membrane stress, as shown on Fig. A-6. Stress profiles for all three stresses are shown on Fig. A-7 for a value of  $\Omega$  closely approximating that of the IITRI Model C-1. It should be emphasized that these present results are for a hole with a membrane closure ( $t/T = 0$ ), and that the work is based on shallow shell theory, which would presumably limit its validity to diameter ratios in the order of  $1/10$ . Nevertheless, the results may give qualitative trends for larger diameter ratios and they definitely indicate that, for the cases studied ( $t/T = 0$ ), an instability or bulge of increasing severity develops as the value of  $\Omega$  increases. Although it is unfortunate that similar data are not yet available for finite  $t/T$  ratios, it seems obvious that attachment of a nozzle will tend to restrain this localized deflection and rotation at the edge of the opening. In such case, there is every reason to believe that the high circumferential

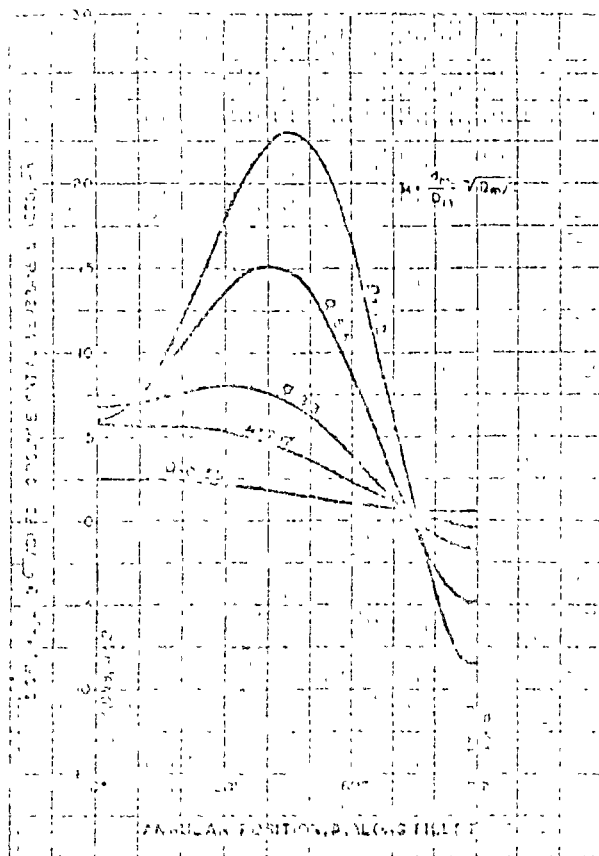


Fig. A-6—Development of critical stress (membrane area) at edge of hole in cylindrical shell under internal pressure (Eringen's and Van Dyke's data,  $t/r = 0$ )

stress (in relation to the nozzle), would be partially replaced by an axial stress which should "peak" at essentially the same point. In this respect, then, it should be noted that the form of the curve for the axial stress,  $\sigma_z$ , shown on Fig. A-2, is quite consistent with the form of the curves on Figs. A-6 and A-7 (although the peak of the curve for the model (Fig. A-2) is farther from the longitudinal axis than indicated by the calculated data). In spite of the latter difference, we feel that the calculated data provides good qualitative evidence of the validity of the experimental data under internal pressure loading.

(d) For the external loading conditions, judgment of the validity of the data must rest in considerable measure on the internal consistency of the data itself. In this regard, a detailed comparison of the stresses in the fillet on the axes of symmetry for the three external loading conditions is contained in Table A-5 for those cases where the stress was large enough to be significant (greater than 2.0  $\sigma_0$ ). In each case, the value listed is an average of readings obtained in the positive and negative loading directions. For all such cases, agreement between one axis of symmetry and its counterpart 180° opposite is within the range of 3 to 12%. Considering variations in inlet radius and difficulty in exact placement of the gages, this is

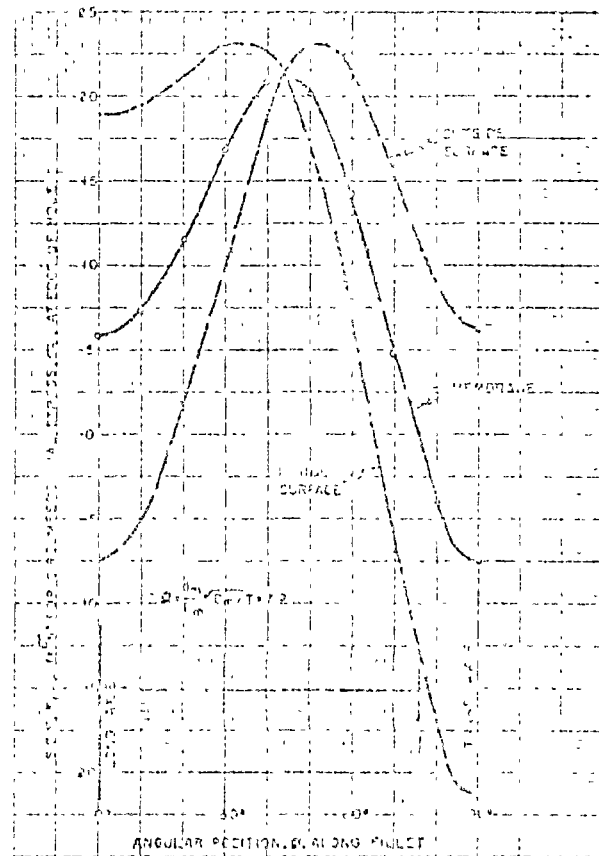


Fig. A-7—Circumferential stress ( $\sigma_\theta$ ) at edge of hole with membrane closure ( $t/r = 0$ ) in cylindrical shell under internal pressure (Van Dyke's data)

excellent agreement and there is nothing in the data which would indicate any serious deficiency in the model.

In the case of radial load on the nozzle, prior tests on Penn State Models "D," "E" and "F" indicated stresses on the transverse axis 3-5 times those on the longitudinal axis. In the case of Model "C-1," the ratio is 5.7 for  $\sigma_x$  and 8.7 for  $\sigma_z$ . The qualitative effect is therefore the same, but the difference is seemingly accentuated in the thin shell model.

In the case of moment loading, results from Penn State Model "R" gave maximum stresses under a transverse moment approximately 2-2.5 times those due to an equal longitudinal moment. Calculations based on Bijnard's curves predicted a similar difference, although the absolute values of the calculated stresses were somewhat lower than the measured ones in both cases. For equivalent moments on Model "C-1," the maximum stresses due to a transverse moment are 1.5 times as great as those due to a longitudinal moment with the maximum stress being located 60-70° off the longitudinal axis in the latter case; for the stress directly on the longitudinal axis, the ratios are 12.1 and 3.0 for  $\sigma_x$  and  $\sigma_z$ , respectively. The comparative effects noted in the Penn State and HT models are therefore qualitatively similar, with the added fe-

Table A-3--Comparison of Measured Stresses on Opposite Side of IIT, Liquidated Vessel Model C-1

	$0^\circ$	$180^\circ$	$90^\circ$	$270^\circ$
Longitudinal moment (18,000 in-lb)				
$\sigma_x$	11.65	12.9	...	...
$\sigma_r$	12.9	12.9	...	...
Transverse moment (3000 in-lb)				
$\sigma_x$	...	...	24.35	24.35
$\sigma_r$	...	...	11.1	9.95
Radial load (1000 lb pull)				
$\sigma_x$	2.75	2.65	27.35	24.9
$\sigma_r$	3.15	2.9	15.65	14.85

tor of an apparent "instability" or local bulging in the thin shell model. In the latter connection, it should be noted that the stress pattern for the axial stress,  $\sigma_x$ , under longitudinal moment, as shown on Fig. A-3, is remarkably similar to that under internal pressure, Fig. A-2 (which, as has already been shown, would seem to be qualitatively consistent with calculated data).

On the basis of the foregoing there seems to be good reason to question the quantitative validity of the data. The reason for the high stresses on or adjacent to the transverse axis appears to be that, in a thin shell, the longitudinal axis is relatively flexible and free to deform, and that the loads are thereby transferred to (or toward) the transverse axis which is less free to deform. On the basis of the data available, it would seem that a large part of Bijlaard's "extended range" data may be unconservative; further it would appear that the *very* thin shell region of his original data<sup>2</sup> may be significantly low. That is, values of  $\gamma = 300$  and  $\rho = 0.25$  would correspond to a value of  $\Omega = \{(\bar{d}_r/D_n) \sqrt{D_n T}\}$  of approximately 6.95. However, the IIT model, with a value of  $\Omega$  only slightly higher than this, shows a very well developed condition of instability under longitudinal moment and a marked shift of the load to the transverse axis under the other two loading conditions. On the basis of the data reviewed above it is considered that the original data is open to question at  $d/D_n$  ratios greater than 0.15 for  $\gamma = 100$  and greater than 0.10

for  $\gamma = 300$  (i. e., for values of  $\Omega$  greater than, say, 2.0 - 2.5).

### A.3.3 Modification of Curves

Since the experimental data indicates that the extended range of Bijlaard's data may be in error by factors of as much as 5.0, it seemed necessary to provide interim "corrections" to Bijlaard's curves until such time as better analytical procedures are developed to compute these stresses. Unfortunately, we have little basis beyond the experimental data on which to make these "corrections," and time may prove that their only virtue is that they are in the "safe" direction. Because of this uncertainty, it seems necessary to document the exact manner in which the curves have been modified, as outlined in the following paragraphs.

#### A.3.3.1 REDUCTION OF DATA

In proposing any modification to Bijlaard's curves, the first problem to be faced is that of placing the experimental and calculated data on an equivalent basis, which we have endeavored to do by "correcting" the experimental data for local stress intensification. The next step is to try to break the experimental data down into membrane and bending components in order to determine the nature of the specific modifications required. For both the Penn State and IITRI models stress distributions were obtained in both the nozzle and shell on the axes of symmetry. In the case of the IIT model, these results can be broken down into its membrane and bending components except for the region directly in the fillet (the closest "valid" points being 1/8 in. from the fillet, on both the nozzle and shell). Such data seems to indicate that the membrane component of stress as calculated from Bijlaard are relatively accurate, but that the bending component is, at times, greatly in error. Also, in a number of cases, the bending stress is large in relation to the membrane stress; for such cases, large percentage increases in membrane stress would be quite ineffectual in correcting the overall total. For the two reasons, it was decided that the major corrections should be made to the bending stress curves, although relatively minor changes have been made to the membrane curves in a couple of cases.

\*NOTE: Subsequently, this high stressed zone was instrumented in the remaining three quadrants on the model, two with 1/8 in. two element rosettes, and the other with 1/16 in. three element rosettes. The results are summarized as follows, each value being an average of readings in the positive and negative bending directions.

Position	Gage length, in.	Tangential stress, $\sigma_{11}$ , ksi	Normal stress, $\sigma_{22}$ , ksi
60° tangential	1/8	29.6	15.9
60° transverse	1/8	30.6	17.1
180°	1/8	31.8	19.6
90°	1/8	27.8	15.3
270°	1/8	24.5	13.1

The 1/8 in. three element rosette confirmed that the stresses measured by the two element rosettes were essentially the principal stresses. Although there is some scatter in the data, and the readings obtained with the 1/8 in. rosette were 1 - 20% lower than the average of those obtained with the 1/16 in. rosette, it is apparent that a high stressed zone exists at this location in all four quadrants, and is generally higher than on the longitudinal axis itself. This is, of course, could seem to remove any question concerning the validity of the data in the model and concerning the qualitative validity of the data.

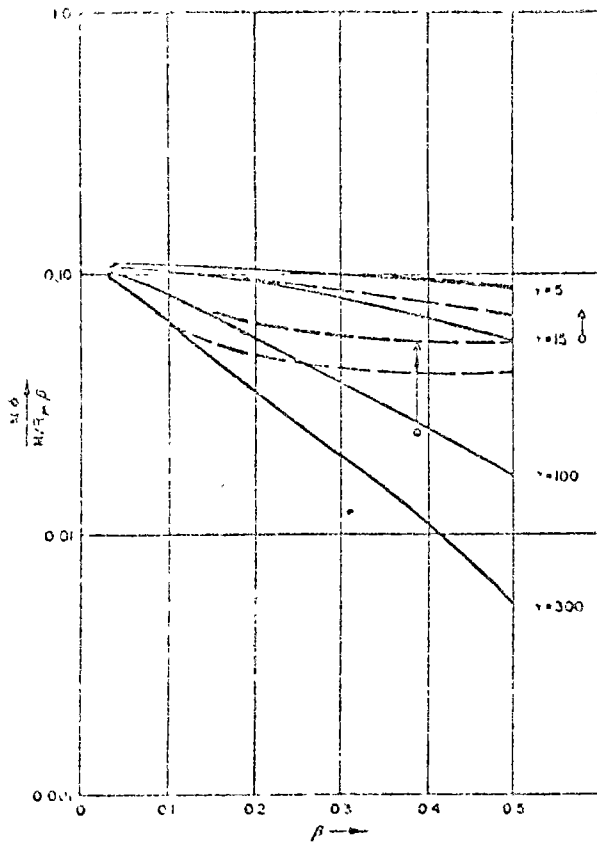


Fig. A-8—Moment  $M_\phi/(M/R_x t)$  due to a circumferential moment  $M$

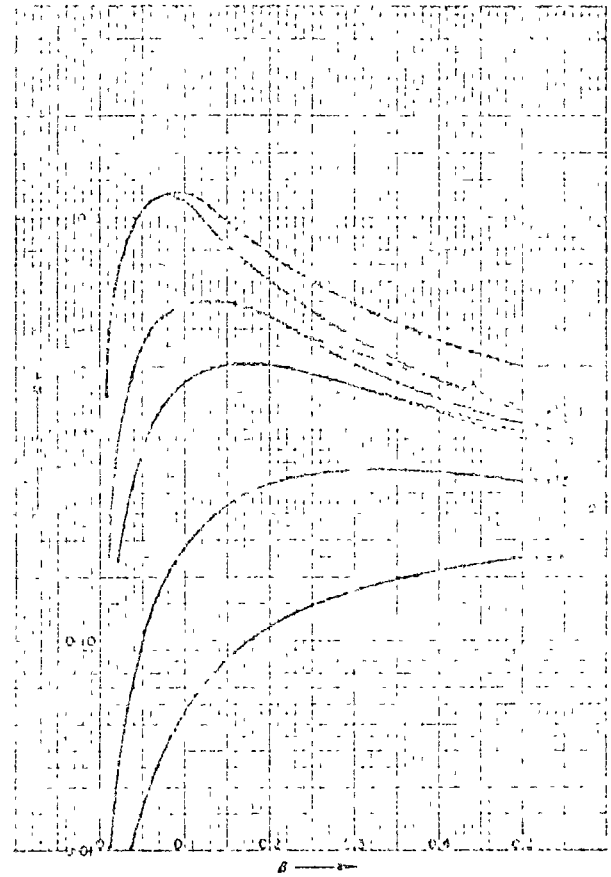


Fig. A-9—Membrane force  $N_\phi/(M/R_x t)$  due to circumferential moment  $M$

### A.3.3.2 CIRCUMFERENTIAL (TRANSVERSE) MOMENT

(a) *Circumferential Shell Stress,  $\sigma_\phi$* : In the case of the thick shell model (Model "R"), the calculated stress,  $\sigma_\phi$ , was about 14% lower than the maximum measured value (after adjustment for local stress intensification). In the actual model, the location of maximum stress would perhaps be construed as being across the base of the nozzle rather than in the shell; however, Bijlaard's theory for cylindrical shells does not take into account the effect of relative stiffness of nozzle and shell ( $t/T$  ratio), and for a stiffer nozzle, the location of this maximum stress could very well be shifted down into the shell. Therefore, in the interest of conservatism, and until better methods of analysis become available, the maximum measured stress was treated as though it were in the shell. The bending component of the stress was about 90% of the total, and all of the correction was made to this stress component, amounting to an increase of approximately 16%. This relatively minor correction is indicated on Fig. A-8.

In the case of the thin shell model (model "C-1"), the calculated circumferential stress in the shell was low by a factor of 2.7 in relation to the measured value. The calculated value of the membrane stress was about 20-25% low in relation to a measured value  $1/4$  inch away in the shell, indicat-

ing that the curves for the membrane stress may converge too rapidly in the thin shell region (which appears entirely possible, on the basis of simple inspection). This portion of the curve has been revised accordingly, as shown on Fig. A-9. Actually, the effect of this correction is almost negligible in terms of the total difference between the calculated and measured stresses, since the membrane stress is but a very small part of the total stress. The resulting correction required for the bending stress amounts to a factor of 2.85, as shown on Fig. A-8.

In the case of the bending stresses, the experimentally determined points from Models "R" and "C-1" pose a problem in that the curves are seemingly compressed into a very narrow band at high values of  $\beta$ , also, if the thin shell curves are correct at small values of  $\beta$ , a drastic revision is required in the form of those curves. The revisions shown on Fig. A-8 represent the best judgment of the authors on the basis of the limited information available. However, it is warned that these curves are not necessarily correct and their only virtue may be that they are more conservative than the original curves.

(b) *Longitudinal Shell Stress,  $\sigma_x$* : The required corrections for the longitudinal shell stress,  $\sigma_x$ , were very similar to those described above for  $\sigma_\phi$ .



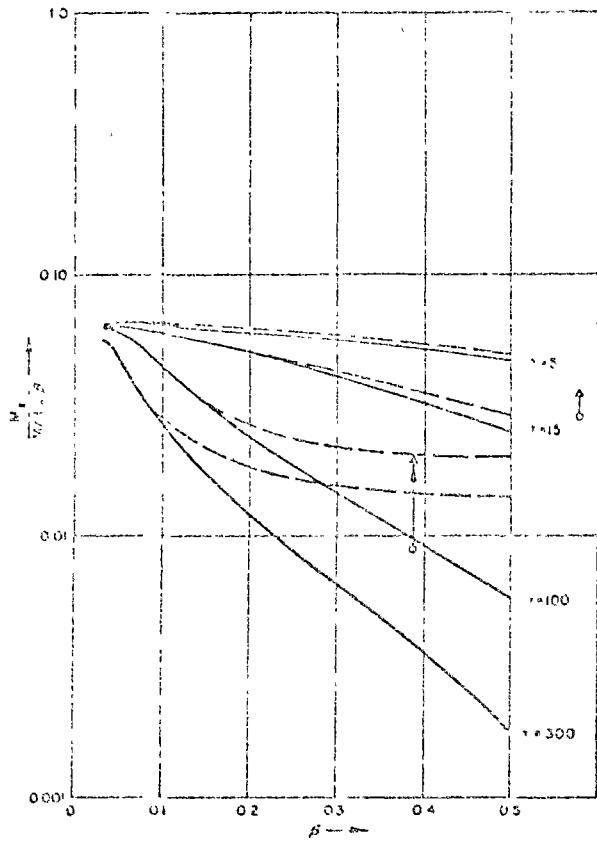


Fig. A-10—Moment  $M_z/(M/R_{0.5})$  due to a circumferential moment  $M$

except that no correction of the membrane stress was considered warranted. The corrections to the bending components of the stress are shown on Fig. A-10, amounting to roughly 10% for Model "R" and a factor of 2.72 for Model "C-1."

**A.3.3.3 LONGITUDINAL (IN-PLANE) MOMENT.** Consideration of corrections required to the curves for longitudinal moment is complicated by the fact that for the thin shell model, the maximum stresses were on the longitudinal axis. Under the circumstances, it was decided to provide two sets of curves, one applying to the longitudinal axis and the other covering the maximum stresses. Actually, it would appear that only the maximum stresses are of interest, since the available data (Figs A-2 and A-3) indicate that the stresses due to internal pressure and longitudinal moment peak at the same location and must be considered additive (at least in the case of the axial stress,  $\sigma_a$ , which is the critical stress). A detailed description of the corrections follows.

(a) *Circumferential Shell Stress,  $\sigma_c$ , on the Longitudinal Axis.* In the case of Model "R," the required correction was relatively modest, and was applied only to the bending component. This correction amounted to about 18%, as shown on Fig A-11.

In the case of Model "C-1," measured data  $1/2$ ,

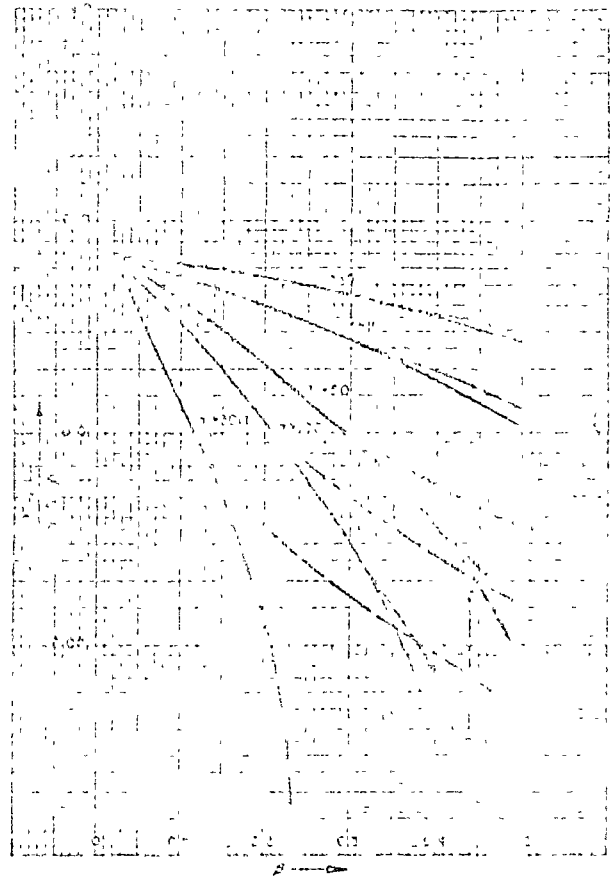


Fig. A-11—Moment  $M_z/(M/R_{0.5})$  due to a longitudinal moment  $P$  (on longitudinal axis)

mech away in both the nozzle and shell gave membrane stresses approximately 30% higher than the calculated value; also, simple inspection of the original curves would indicate a possible too-rapid convergence in the thin-shell region. Under this circumstance, the membrane curves were adjusted upward a commensurate amount, as indicated on Fig A-12. The remainder of the required correction was applied to the bending component, which was adjusted upward by a factor of 5.2, as indicated on Fig A-11.

(b) *Longitudinal Shell Stress,  $\sigma_z$ , on the Longitudinal Axis:* Similar corrections were required for the longitudinal shell stress, except that no correction of the membrane curves were considered warranted. The increase in the bending component of the stress was approximately 60% in the case of Model "R," and a factor of 6.75 in the case of Model "C-1," as indicated in Fig. A-13.

(c) *Maximum Stresses:* The only basis for estimating the progressive divergence of the maximum stresses from the longitudinal axis is to assume that the effect is similar to that indicated by the calculated data under internal pressure (perhaps adjusted to be consistent with Model C-1), which is indicated graphically on Fig. A-14. As a corollary, it was also assumed that the maximum stresses due to internal pressure and longitudinal moment have



Fig. A-13—Moment  $M$  (lb-in) due to a longitudinal

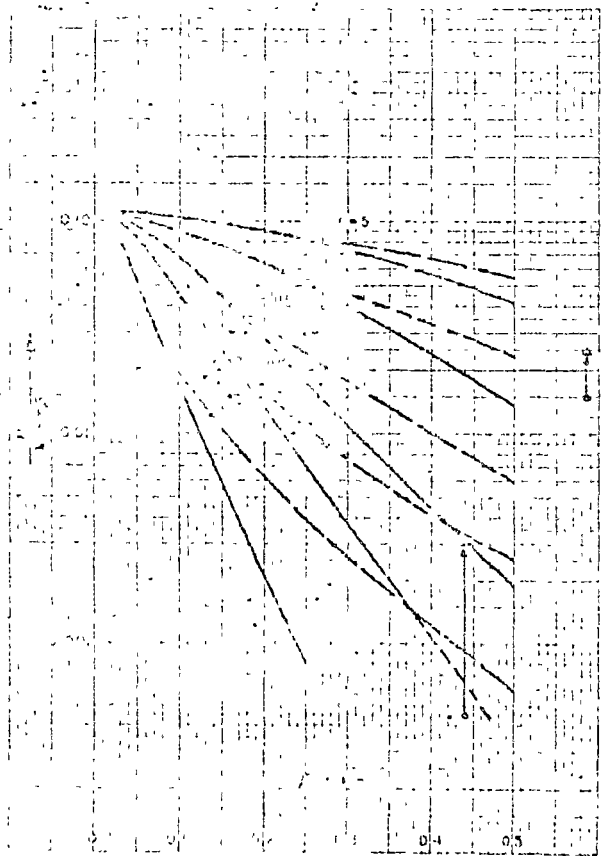


Fig. A-13—Moment  $M$  (lb-in) due to a longitudinal moment  $M$  (on longitudinal axis)

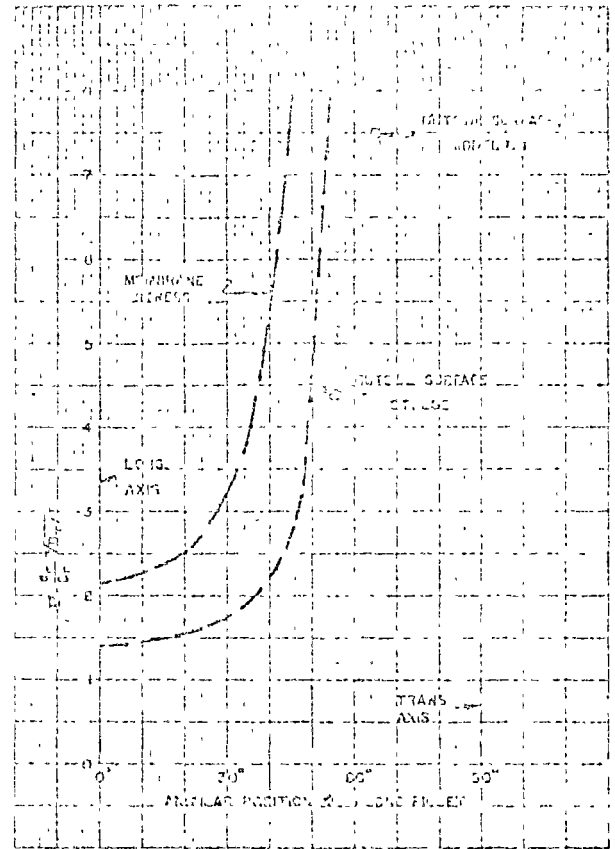


Fig. A-14—Location of maximum stress in cylinder under internal pressure (Eringen's and Van Dyke's data,  $t/r = 0$ )

the same orientation and are directly additive. Until further data become available, the orientation of these stresses will be taken as circumferential and axial *with respect to the nozzle*,  $\sigma_n$  and  $\sigma_t$ , respectively (which corresponds to the orientation of the strain gages on Model C-1 and to the terminology which has been generally used in the reinforced openings program). For relatively small values of  $\beta$ , where the maximum stresses are on the longitudinal axis,  $\sigma_n = \sigma_\theta$  and  $\sigma_t = \sigma_z$ ; curves for  $\sigma_n$  and  $\sigma_t$  were therefore obtained through modification of the curves for  $\sigma_\theta$  and  $\sigma_z$ , respectively. Also, since no basis is available for modifying the membrane stress, and that component of the stress appears to be relatively small in relation to the bending component, the curves for membrane stress on the longitudinal axis were arbitrarily assumed to apply, and the necessary correction made to the bending curves. The resulting modifications to the curves are as shown on Figs. A-15 and A-16 for  $\sigma_n$  and  $\sigma_t$ , respectively.

A.3.3.4. DIRECT AXIAL LOAD. Bijlaard's treatment of axial load calculated the stress at the center of an attachment on an unpeened shell, having a uniformly distributed load. For the sake of conservatism, and in an effort to take into account the rigidity of the attachment, he then assumed that these values would apply at the edge of the attachment.<sup>2, 16</sup> However, as noted in Reference 17,

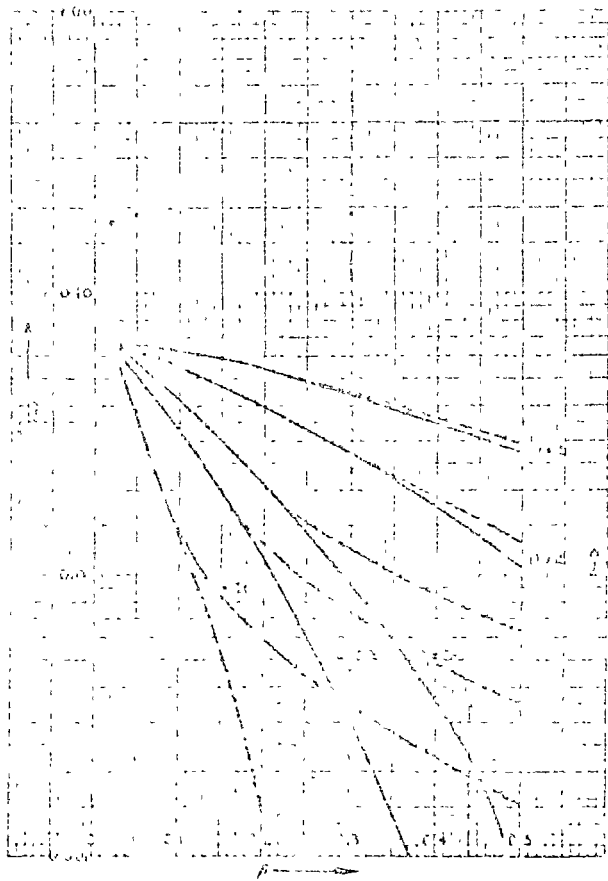


Fig. A-15—Moment  $M_n / (M R_m b)$  due to a longitudinal moment  $M$

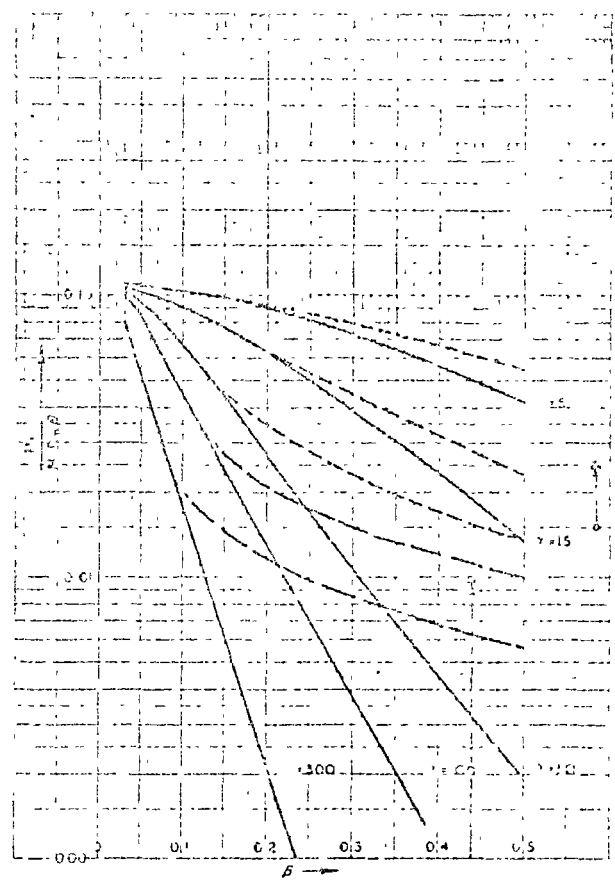


Fig. A-16—Moment  $M_n / (M R_m b)$  due to a longitudinal moment  $M$

this procedure does not distinguish between the values at the edge of the attachment on the longitudinal axis of the shell vs the transverse axis of the shell. A summary of the experimental results in comparison with the calculated (as taken from Table 3 of Reference 17, for Attachment 2) is shown in Table A-6. From this comparison, it will be noted that the agreement between theory and experiment was quite good on the transverse axis, but that the theoretical results were conservative by a factor of, say 1.5-2.0, as applied to the stresses on the longitudinal axis. Prof. Cranch therefore suggested that, in the case of the circumferential stress,  $\sigma_\phi$ , on the longitudinal axis, no "shift" in the stress from the center of the attachment to its edge is necessary. However, the only calculated data

available for the edges of the attachment are those obtainable from a cross plot of the curves presented in Reference 10; further, the latter data were for a value of  $\alpha = 4$  rather than 8, and were limited to values of  $\beta$  no greater than 0.25. Under these circumstances, the comparisons of Tables A-3 and -4 were made on the basis that Bijlaard's calculated stresses, for the center of the attachment, apply at the edge of the attachment on both the longitudinal and transverse axes (even though the available evidence for a model well within the presumed limits of Bijlaard's theory indicated that the calculated stresses might be appreciably conservative as applied to the longitudinal axis).

The test results on the longitudinal axis of both Models "K" and "C-1" indicate that Bijlaard's

Table A-6—Summary of Calculated and Measured Stresses for Cornell Attachment No. 2<sup>a</sup> under Radial Load (Pull) of 17,700 lb (WRC Bull. No. 60, Table 3)

	Calculated stresses, ksi			Measured <sup>b</sup> stresses, ksi		
	Membrane	Bending	Total	Membrane	Bending	Total
Transverse axis						
$\sigma_\phi$	5.74	26.4	32.14	3.71	27.6	31.3
$\sigma_x$	6.7	17.9	24.6	5.3	16.8	22.1
Longitudinal axis						
$\sigma_\phi$	5.74	26.4	32.14	4.95	16.1	21.1
$\sigma_x$	6.7	17.9	24.6	3.18	13.6	16.8

NOTES.

<sup>a</sup> Model parameters:  $D_o / t = 78$ ,  $d_i / D_i = 0.126$ ,  $t / T = 0.448$ ,  $(d_o / D_o) \sqrt{D_o / T} = 1.14$ ,  $\gamma = 39.0$ ,  $\beta = 0.113$ .

<sup>b</sup> Tabulated stresses at edge of attachment were obtained by extrapolation of measured values from strain gages located  $1/16$  in. away (outside the edge of weld fillet).

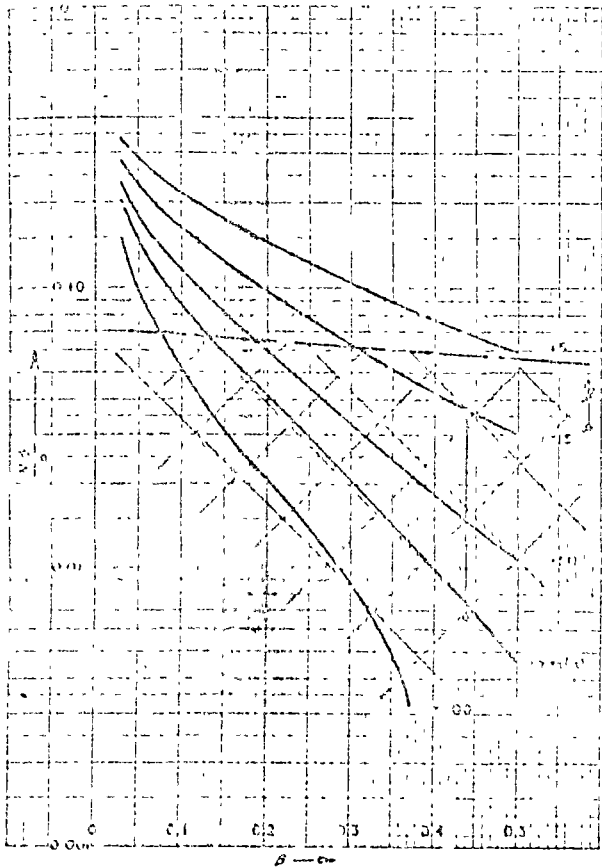


Fig. A-17—Bending moment  $M_r/P$  due to a radial load  $P$

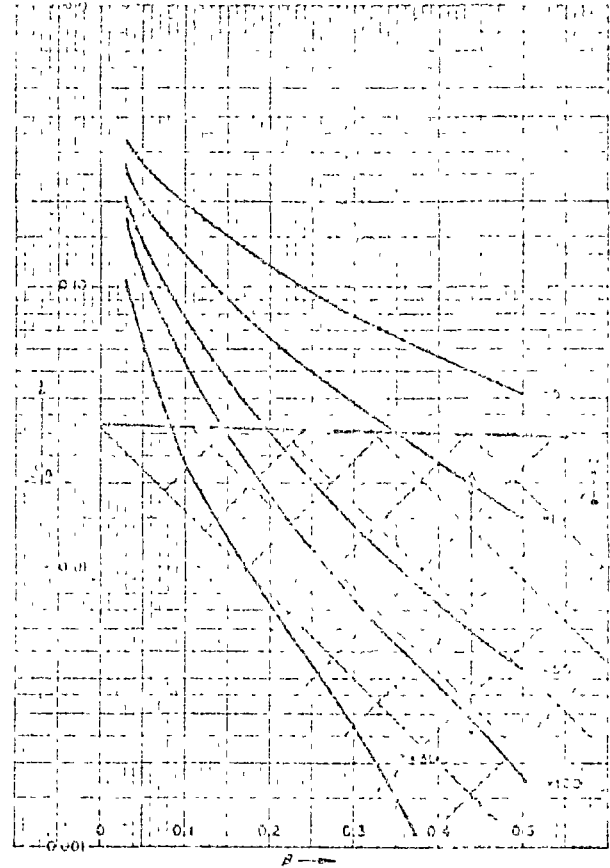


Fig. A-18—Bending moment  $M_r/P$  due to a radial load  $P$

curves for axial load are appreciably conservative as applied to the stresses on the longitudinal axis, as was the case for Cornell Attachment 2. However, as applied to the stresses on the transverse axis, they are slightly inadequate for thick shells (Model "R"), and greatly inadequate for thin shells (Model "C-1"); in the latter case, the calculated values were low by a factor of 2.5-3.0 for  $\sigma_z (= \sigma_n)$  and about 4.5 for  $\sigma_\theta (= \sigma_t)$ . Furthermore, a plot of the test results would seem to indicate a compression of the curves into a very narrow band, or (more likely) a "cross-over" of the curves. Under this circumstance, no "correction" to the

curves is considered feasible, and it can only be warned that for large values of  $(d_m/D_m)\sqrt{D_m/T}$  say, above 2.0--the curves are probably significantly in error (unconservative).

Under these circumstances, two sets of curves are shown: (1) Bijlaard's original curves, which are considered adequate (or more than adequate) for the stresses on the longitudinal axis, and (2) a second set of curves for application to the transverse axis, which have been limited to "small" values of  $(d_m/D_m)\sqrt{D_m/T}$ , as indicated in principle by Figs. A-17 and A-18.

# APPENDIX B—STRESS CONCENTRATION FACTORS FOR STRESSES DUE TO EXTERNAL LOADS

## B.1 Introduction and Terminology

Presently available analytical methods for stresses in nozzles, shells, etc., do not take into account the localized stresses in fillets and transitions. The following data may prove useful in performing a fatigue analysis where such effects must be considered. In presenting these data, the following terminology will be used:

- $H$  = thickness of thicker section of stepped bar, in.
- $h$  = thickness of thinner section of stepped bar, in.
- $r$  = fillet radius between two sections of bar, or between nozzle and shell, in.
- $d_i$  = inside diameter of nozzle, in.
- $d_o$  = outside diameter of nozzle, in. (see Fig. B-4)
- $d_p$  = outside diameter of attached pipe, in. (see Fig. B-4)
- $t$  = thickness of pipe, in.
- $t^1$  = thickness of reinforced section of nozzle, in. (see Fig. B-4)
- $T$  = thickness of vessel wall, in.
- $\theta$  = angle of taper between two sections of bar or nozzle, degrees (see Figs B-3 and B-4)
- $K_T$  = stress concentration factor at fillet of a stepped bar in tension (as related to the stress in the *thinner* member)
- $K_B$  = ditto, for a stepped bar in bending (as related to the surface stress of the *thinner* member)
- $K_n$  = stress concentration factor applied to the membrane portion of the stress due to external nozzle loadings ("tension" curve on Fig. B-2, see para. B.3.1)
- $K_b$  = stress concentration factor applied to the bending portion of the stress due to external nozzle loadings ("bending" curve on Fig. B-2; see para. B.3.1)
- $K_0$  = stress concentration factor at fillet of stepped bar for case of  $\theta = 0^\circ$
- $K^1$  = stress concentration factor for inclined shoulder

## B.2 Stress Concentration Factors

Peterson<sup>19</sup> and Heywood<sup>20</sup> provide a considerable amount of data covering the stress concentration factors for various design problems including the cases of two-dimensional, stepped bars in both tension and bending. In both cases, curves are provided giving stress concentration factors in terms of the  $H/h$  ratio of the bar and the fillet

radius between the two sections of the bar, as illustrated in Fig. B-1. Heywood's curves conform to the following formulas:

*Tension case*

$$K_T = 1 + \left[ \frac{\frac{H}{h} - 1}{4 \left( 1.4 \frac{r}{h} - 1 \right)} \times \frac{h}{r} \right]^{0.65} \quad (1)$$

*Bending case*

$$K_B = 1 + \left[ \frac{\frac{H}{h} - 1}{2 \left( 5.37 \frac{r}{h} - 4.8 \right)} \times \frac{h}{r} \right]^{0.65} \quad (2)$$

For the case of a plate of "infinite" width ( $H$  very large in relation to  $h$ ), these formulas would reduce to:

*Tension* 
$$K_T = 1 + \left[ \frac{1}{5.6 \frac{r}{h}} \right]^{0.65} \quad (3)$$

*Bending* 
$$K_B = 1 + \left[ \frac{1}{10.74 \frac{r}{h}} \right]^{0.65} \quad (4)$$

Upon comparing Heywood's computed curves with the corresponding curves from Peterson, it will be found that the tension curves are quite consistent with Peterson's data, but that the bending curves are seemingly somewhat "low" for small values of  $r/h$ . The following alternate formula provides a curve which is more consistent with Peterson's data (and somewhat conservative in relation to Heywood's data):

$$K_B = 1 + \left[ \frac{1}{9.4 \frac{r}{h}} \right]^{0.60} \quad (5)$$

Curves based on formulas (3) and (5) are shown on Fig. B-2, taking  $H$  as infinite and taking  $h$  as equal to  $2T$  when applied to the vessel shell and equal to

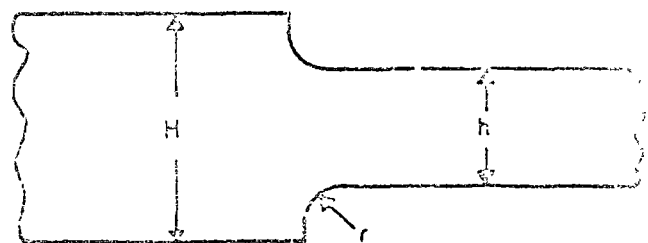


Fig. B-1—Stepped bar

\* Terminology changed to avoid conflict with terminology in this text

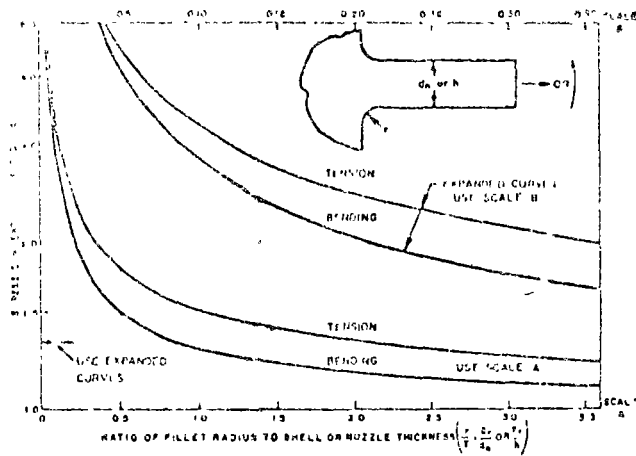


Fig. B-2—Stress concentration factors for  $D \gg d$   
or  $H \gg h$

$d$ , when applied to the nozzle\* (see Fig. 1-4).

The case of an inclined shoulder is also of interest, as discussed on page 179 of Reference 30. If the stress concentration factor obtained from Fig. 57 or 60 of Reference 29 is designated  $K_0$ , and the stress concentration factor for the inclined shoulder as  $K'$ , the following relationships apply:

- (1) If  $r < (t' - t)$

$$\frac{K' - 1}{K_0 - 1} = 1 - \left[ \frac{\theta}{90} \right]^n \quad (6)$$

where  $\theta$  is the angle between the tapered shoulder and the square shoulder (see Fig. B-3), and  $n = 1 + 2.4 \sqrt{r/(t' - t)}$

- (2) If  $r > h$

$$\frac{K' - 1}{K_0 - 1} = 1 - \left[ \frac{\theta - \alpha}{90} \right]^n \quad (7)$$

where

$$\alpha = \sin^{-1} \left[ 1 - \frac{(t' - t)}{r} \right]$$

- (3) If  $H \gg h$  for use with Fig. B-2

$$\frac{K' - 1}{K_0 - 1} = 1 - \frac{\theta}{90} \quad (8)$$

The quantities on the left-hand side of the above eqs 6, 7, and 8 are plotted in Fig. B-3 vs. the quantity of the right-hand side.

### B.3 Application to External Loads on a Nozzle

#### B.3.1 Stresses at Fillet-Shell Junction

The calculated stresses in the shell due to an axial load or moment loading on a nozzle are assumed to apply to the juncture of the fillet and shell, point A in Fig. B-4. These stresses have been derived in terms of a membrane component ( $N/T$ ) and a bending component ( $6M/T^2$ ), in the

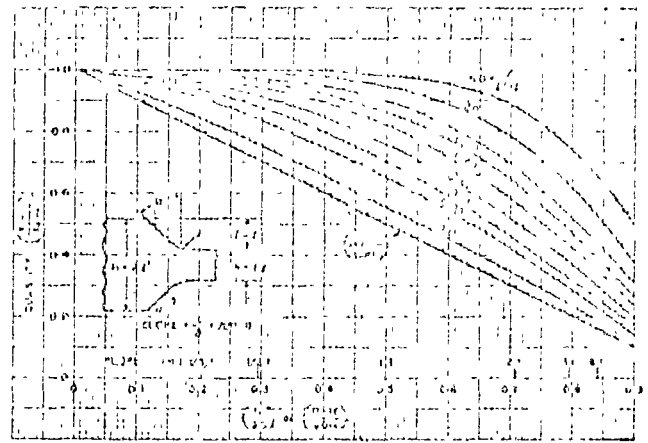


Fig. B-3—Effect of tapered shoulder

form:

$$\sigma_t = K_n \frac{Ni}{T} \pm K_b \frac{6Mi}{T^2}$$

The stress concentration factor,  $K_n$ , for the membrane component is that obtained from Fig. B-2 for the tensile case, using the appropriate ratio of fillet radius-to-plate thickness,  $r_1/T$  (see Fig. B-4). The factor,  $K_b$ , for the bending component is determined from the same figure for the bending case.

In both cases, the stress concentration factor is applied to the stresses which are perpendicular to the change in section. In the normal case, these are the stresses which are oriented axially with respect to the nozzle, i.e.,  $\sigma_x$  in the case of a spherical vessel or the longitudinal axis of a cylindrical vessel, and  $\sigma_y$  in the case of the transverse axis of a cylindrical vessel.

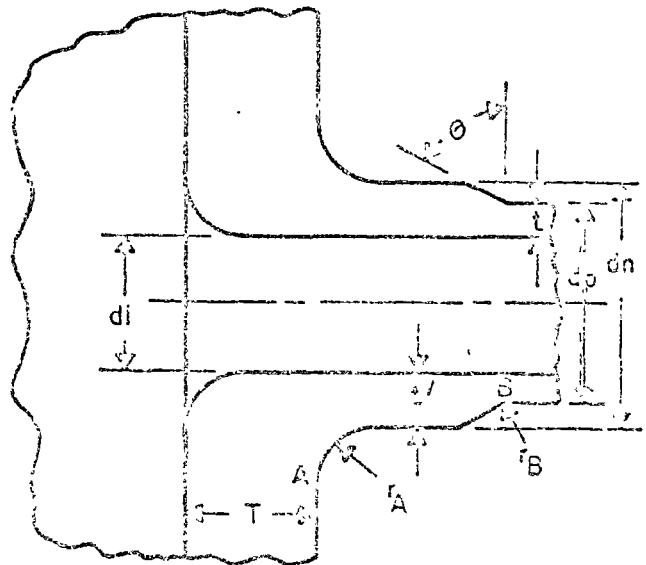


Fig. B-4—Nozzle configuration

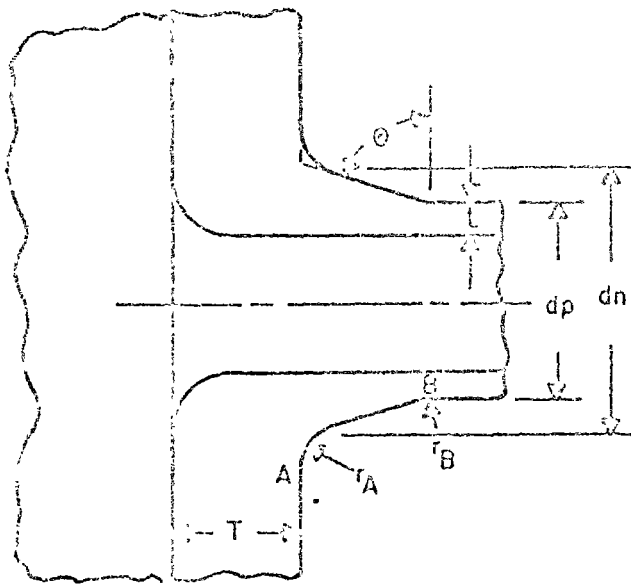


Fig. B-5—Nozzle configuration

### B.3.2 Stresses at Nozzle-Pipe Junction

The stress concentration factor for an axial load, or bending moment, at the juncture of a nozzle and its attached pipe (Point B in Fig. B-4) may be obtained from Figs. 57 and 60 of Reference 29\* and Fig. B-3 herein in terms of  $d_n$ ,  $d_p$ ,  $r$ , and  $\theta$ . These factors should be applied to the stress in the pipe (thinner member) calculated from the conventional  $P/A$  and  $Mc/I$  relationships.

### B.3.3 Special Case of a Tapered Nozzle

The following procedure should be used for a special case of a tapered nozzle as shown in Fig. B-5.

(a) Calculate the stress concentration factor that would exist at Point A if the nozzle were of uniform diameter,  $d_n$ .

(b) Account for the taper by using the quantity  $(90 - \theta)$  in place of  $\theta$  in the abscissa of Fig. B-3.

(c) The stress at the nozzle-pipe juncture, point B, should be calculated in the same manner as in para. B.3.2.

### B.4 Application to Bars and Structural Attachments

The stress concentration at the juncture of a

\* When using data from Reference 29, changes in symbols as contained in this text should be noted.

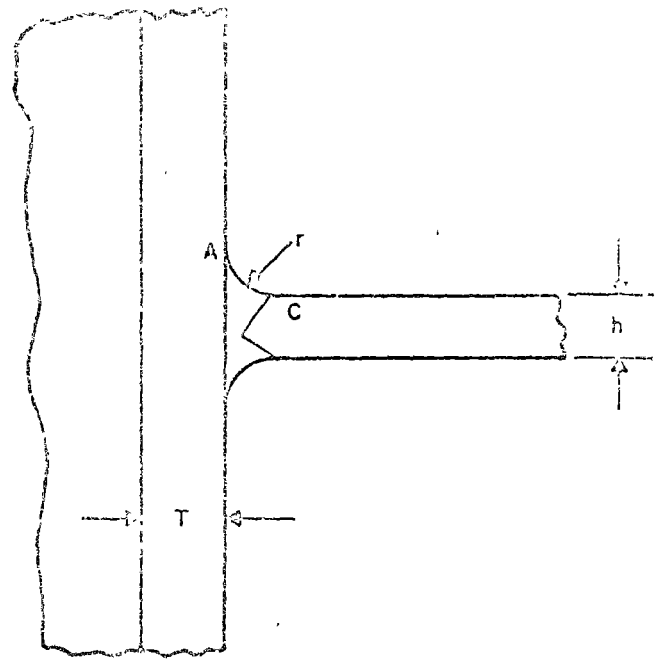


Fig. B-6—Structural attachment configuration

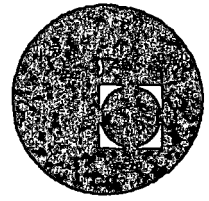
structural attachment to a shell, as shown in Fig. B-6, may be treated in the same way as for a nozzle, as covered in para. B.3.1. Another location on the attachment which may be critically stressed is point C, at the juncture of the fillet and the attachment. The stresses at this point may be calculated by applying the appropriate factor from Fig. B-2 to the conventionally calculated  $P/A$  and  $Mc/I$  stresses in the bar or attachment. [Note: This procedure can also be applied to a nozzle provided that the nozzle is relatively "rigid" (thick in relation to its diameter). However, experimental data indicate that such treatment would not be proper for relatively thin, flexible nozzles, which have high bending stresses *through the thickness* of the nozzle as differentiated from the beam action of a thick-walled nozzle.]

### B.5 Acknowledgment

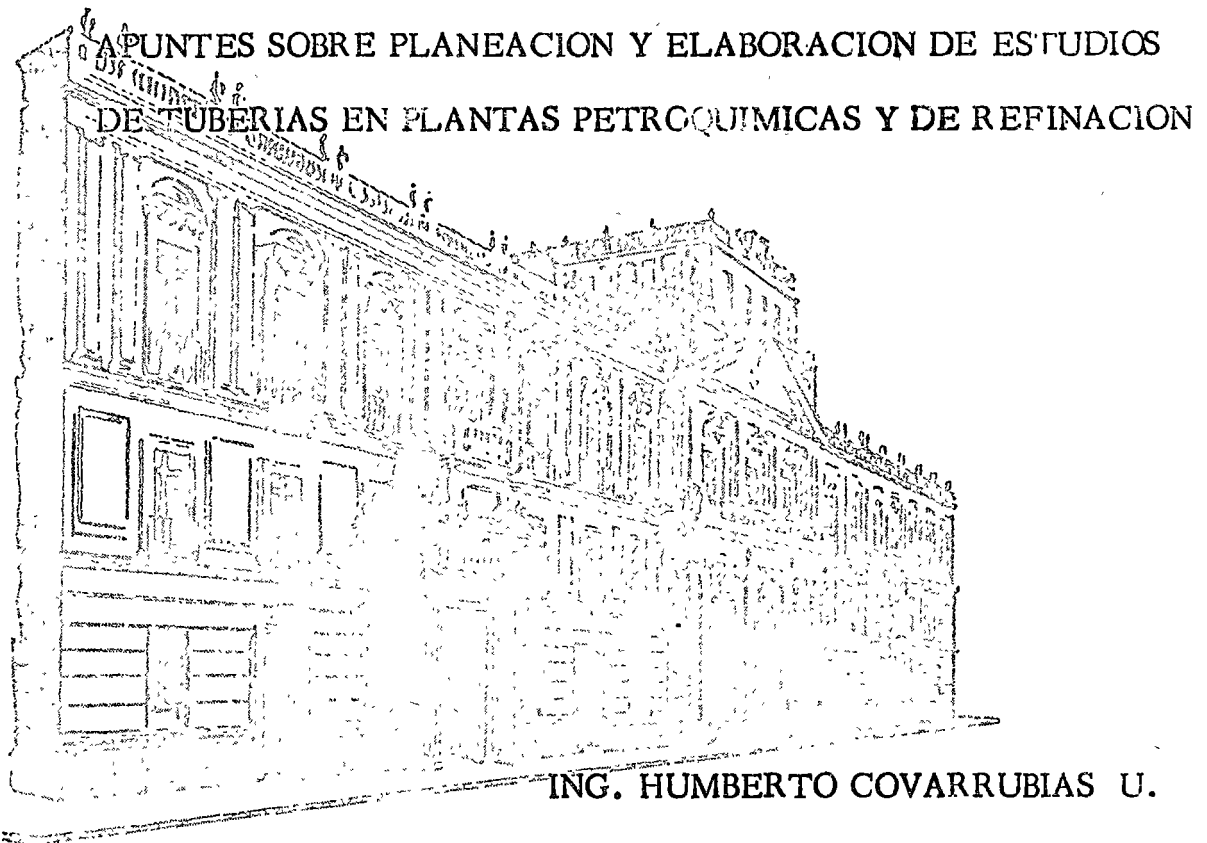
The foregoing material constitutes an adaptation of material originally presented in Reference 16, with added data documenting the genesis of the curves shown in Fig. B-2.



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



## ANÁLISIS Y DISEÑO DE TUBERIAS PARA PLANTAS INDUSTRIALES



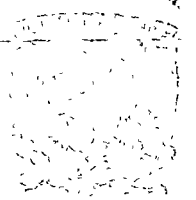
ING. HUMBERTO COVARRUBIAS U.

Marzo, 1977





UNITED STATES DEPARTMENT OF JUSTICE  
FEDERAL BUREAU OF INVESTIGATION  
WASHINGTON, D. C. 20535



TO : SAC, [illegible]

FROM : [illegible]

DATE: [illegible]

[illegible]

[illegible]

## CAPITULO I

### OBJETIVO.

Debido a que en la ingeniería de proyecto de plantas petroquímicas y de refinación la ingeniería de tuberías desempeña un papel vital durante su desarrollo por significar la conclusión final de éstos en la construcción, mantenimiento y seguridad industrial, se presenta éste trabajo -- cuyo propósito es el de ordenar los diferentes conceptos -- requeridos, por la especialidad en cuanto a la planzación: -- se refiere para aprovechar eficientemente el 40% de las --- Horas - Hombre ( H - H ) que por experiencia consume del estimado total de un proyecto .

En la actualidad mucho se ha dicho o escrito respecto a la planeación y elaboración de estudios de tubería - en forma desarticulada, proporcionando exclusivamente datos de ideas específicas, que por ningún concepto hacen del investigador un ingeniero planificador y proyectista de tubería industrial por carecer de procedimientos.

Por lo anterior, en éste trabajo se especificarán los diferentes factores que integran el procedimiento a seguir en la planeación y elaboración de estudios de tuberías.



4

CAPITULO II

CONCEPTOS BASICOS DE INGENIERIA DE TUBERIAS

INTRODUCCION.

En las plantas petroquímicas y refinerías, la planeación es la base de ingeniería con que todo proyecto debe contar al iniciar sus actividades en forma racional, actividad que una vez terminada conduce a la elaboración de estudios de tubería, que representa el argumento general para realizar la producción de dibujos de detalle o modelos (maqueta) constructivos.

PLANEACION.

La planeación es la interpretación racional e inteligente de las bases de diseño de un proyecto, realizada por la conjugación coordinada de las diferentes especialidades de ingeniería que en su desarrollo intervienen.

PLANO DE LOCALIZACION GENERAL.

El plano de localización general de equipos define la zona o zonas de proceso de una planta petroquímica o de refinación, identificándolas e integrándolas de acuerdo con la secuencia del proceso, localizando el equipo en cada una de ellas, por medio de cotas o coordenadas, tomando en cuenta consideraciones hidráulicas, de materiales, de esfuerzos,

de operación, de mantenimiento, económicas y de seguridad -- industrial.

#### TIPOS DE PLANOS DE LOCALIZACION GENERAL.

##### MAESTRO.

El plano de localización general maestro, define -- generalmente grandes instalaciones industriales ( complejos ) químicos, petroquímicos o refinerías que están integradas -- por diferentes zonas de proceso ( plantas ) íntimamente re-- lacionadas, para obtener un producto o productos deseados.

##### ESPECIFICO.

El plano de localización general específico, define una zona de proceso o planta, perteneciente a un complejo químico, petroquímico o de refinación.

#### FACTORES QUE INTERVIENEN.

Si la planeación es la interpretación racional e -- inteligente de las bases de diseño de un proyecto, se debe -- a la íntima colaboración coordinada de las especialidades de ingeniería de proceso, civil, de recipientes, eléctrica, -- instrumentación, evaluación mecánica, tuberías, proyecto y --

cliente, quienes establecen las características y fronteras, programando las rutinas que han de resolver los problemas -- claves del proyecto, cruzandose la información pertinente, -- para el buen logro de la planeación.

### INFORMACION.

#### BASES DE DISEÑO.

Estas proporcionan la información fundamental para el desarrollo de un proyecto, siendo en esencia lo siguiente:

#### DATOS DE PROCESO.

de lo relacionado con la entrada y salida de materia prima por el tipo de proceso.

#### EJEMPLO:

a).- Niveles de sal en el crudo.

Antes de desalado.

Después de desalado.

b).- Uso de demulsificante.

#### SERVICIOS AUXILIARES DE PROCESO Y DE LA PLANTA.

#### VALOR.

VAPOR DE BAJA PRESION.

- a).- Presión de entrada.
- b).- Temperatura de entrada.

VAPOR DE PRESION INTERMEDIA.

- a).- Presión de entrada.
- b).- Temperatura de entrada.

VAPOR DE ALTA PRESION.

- a).- Presión de entrada.
- b).- Temperatura de entrada.

CONDENSADO.

- a).- Presión de retorno.

AGUA DE ENFRIAMIENTO.

- a).- Fuente de suministro.
- b).- Presión de entrada.
- c).- Temperatura de entrada.
- d).- Presión de retorno.
- e).- Temperatura de retorno.

- f).- Temperatura de reposición, en caso de una torre de enfriamiento.

AGUA DE SERVICIOS.

- a).- Presión.  
b).- Temperatura.  
c).- Calidad.

AGUA CONTRA INCENDIO.

- a).- Presión.

AIRE.

AIRE DE SERVICIOS.

- a).- Presión de entrada.

AIRE DE INSTRUMENTOS.

- a).- Si lo proporciona el cliente.  
b).- Presión de descarga ( compresor ).  
c).- Punto de rocío.

COMBUSTIBLE.



ALIMENTACION DE MOTORES.

a).- Potencia ( HP ) Volts-Fases-CPS.

ALUMBRADO DE EMERGENCIA.

a).- Características de la Corriente.  
Volts-Fases-CPS.

INSTRUMENTOS.

a).- Características de la Corriente.  
Volts-Fases-CPS.

DRENAJES.

MATERIALES SELECCIONADOS PARA:

- a).- Drenaje Aceitoso.
- b).- Drenaje caustico; Proc No.
- c).- Drenaje Pluvial.
- d).- Drenaje Sanitario.
- e).- Drenaje Químico.

EQUIPO.

a).- Lista de Equipo Descriptiva y dimensional.

VIENTOS.

- a).- Dirección Dominante.
- b).- Dirección Reinante.
- c).- Velocidad Media del Viento.
- d).- Velocidad Máxima del Viento.
- e).- Presión de viento en planos perpendiculares total-  
mente expuestos.

CONDICIONES SISMICAS.

- a).- Zona.
- b).- Reglamento.
- c).- Coeficiente por Sismo, según estructuras.

CAMBIADORES DE CALOR.

- a).- Especificaciones generales de operación.

INGENIERIA CIVIL.

- I.- Viento.
  - a).- Dirección Dominante
  - b).- Dirección Reinante.

- c).- Velocidad Media del Viento.
- d).- Velocidad Máxima del Viento.
- e).- Presión de viento en planos perpendiculares -  
totalmente expuestos.

## II.- Condiciones Sísmicas.

- a).- Zona
- b).- Reglamento.
- c).- Coeficiente por sismo, según estructuras.

## III.- Precipitación Pluvial.

- a).- Horaria máxima ( mm/hr ) Fundamental para el  
diseño de tuberías.
- b).- Anual Media ( mm/hr )
- c).- Diaria Máxima ( mm/hr )

## IV.- Estudio de Mecánica de suelos.

## V.- Elevación de la planta, sobre el nivel del mar.

## VI.- Nivel de piso terminado, referido a banco de nivel de la refinería o lugar.

## VII.- Drenajes.

- a).- Puntos de conexión en límites de la planta, -

de los Drenajes Aceitosos, Agua de Proceso y -  
Sanitario.

ARQUITECTURA.

Temp. Máx. \_\_\_\_\_ Min. \_\_\_\_\_ Bulbo Húmedo Máx. \_\_\_\_\_

Humedad Relativa % Media \_\_\_\_\_ Máx. \_\_\_\_\_ Min. \_\_\_\_\_

Se requiere Aire acondicionado? \_\_\_\_\_

Temp. Media \_\_\_\_\_

Presión Atmosférica.

INSTRUMENTOS.

a).- Tipo de tablero

b).- Tamaño de Instrumentos.

PUNTOS DE CONEXION EN LIMITES DE LA PLANTA:

EJEMPLO:

	Coordenadas	Elevación	Diámetro
Carga a la planta	_____	_____	_____
Desfogue al quemador	_____	_____	_____
Salida de nafta ligera	_____	_____	_____
Salida de nafta pesada	_____	_____	_____
Salida de querosina	_____	_____	_____
Salida de gasoleo ligero	_____	_____	_____

	Coordenadas	Elevación	Diámetro
Salida de gasoleo pesado	_____	_____	_____
Salida de residuo alto			
vecio	_____	_____	_____
Vapor de baja presión	_____	_____	_____
Vapor de presión intermedia	_____	_____	_____
Vapor de alta presión	_____	_____	_____
Condensado	_____	_____	_____
Agua de enfriamiento	_____	_____	_____
Agua de inyección al crudo	_____	_____	_____
Agua de servicios	_____	_____	_____
Agua de contra incendio	_____	_____	_____
Aire de servicios	_____	_____	_____
Aire de instrumentos	_____	_____	_____
Gas combustible	_____	_____	_____
Combustoleo	_____	_____	_____

SOPORTES.

a).- Materiales

AREA DE LA PLANTA.

a).- Plano de localización maestro.

b).- Red general de tubería y ductos subterráneos del ---  
complejo.

### LISTA DE EQUIPO.

La lista de equipo los incluye a todos sin excepción, cambiadores de calor, condensadores, reboilers, torres ( lavadoras, fraccionadoras ), recipientes, acumuladores y de almacenamiento, etc., así como el equipo rotatorio, turbinas, compresoras, expansores, bombas, etc., todos ellos -- identificados por su clave de servicio y número de área -- ( zona de proceso ) a la que pertenecen, con dimensiones -- preliminares de ser posible.

### HOJAS DE DATOS DE EQUIPOS.

Las hojas de datos provenientes del departamento de diseño de proceso, describen y esquematizan el equipo, -- dando sus condiciones de operación y construcción, ubicando en el cuerpo las boquillas, especificandolas y definiendo -- sus funciones.

### UBICACION DE LA PLANTA.

La ubicación de la planta, se dará por medio de -- un mapa del lugar, donde se realizará el proyecto o bien -- por medio de un plano de localización general maestro, indi cando la zona en donde quedará comprendido.

### DIMENSIONES Y COORDENADAS DEL TERRENO.

Las coordenadas, dimensiones y orientación ( norte astronómico ) del terreno, serán proporcionados en la información señalada en el inciso de ubicación de la planta ó bien por medio de un esquema o plano del terreno.

### DIRECCION DE VIENTO DOMINANTES Y RESIDUOS.

Los vientos dominantes son aquellos cuyo vector de intensidad es el mayor en una dirección determinada; registrada en un periodo mínimo de 10 años; los vientos residuales son aquellos que prevalecen la mayor parte del año en dirección más o menos constante. La dirección de éstos vientos, se proporciona por medio de un vector, en la información de los incisos ubicación de la planta y dimensiones y coordenadas del terreno.

### LOCALIZACION DE LA ENTRADA Y SALIDA DE MATERIA PRIMA Y PRODUCTO TERMINADO.

La información de los incisos ubicación de la planta y dimensiones y coordenadas del terreno, se indicará por medio de flechas gruesas la entrada, la salida de materia prima y productos terminados.

## PROCEDIMIENTO

Para facilitar la comprensión del procedimiento, nos referimos a la elaboración de un plano de localización general específico, cuya realización es identificada en un plano de localización general.

### IDENTIFICACION DE LAS ZONAS DE PROCESO

Este paso se realiza por medio de los diagramas de proceso, identificando con diferentes colores, las distintas fases que lo integran coloreando los equipos y líneas que lo relacionan. Este procedimiento asocia las zonas de proceso dando oportunidad de localizarlas de acuerdo con su secuencia. Fig. 1

### INTEGRACION DE LAS ZONAS DE PROCESO

Una vez realizada la identificación, se harán plantillas de cartulina a escala 1:100; 1:150, muy recomendable en plantas petroquímicas, de todos y cada uno de los equipos y cuyas dimensiones preliminares han sido proporcionadas, así como de aquellos equipos que a criterio se tengan que suponer (compresores, turbo-expansores, bombas, etc.), se identificará cada plantilla con su clave de servicio y número de serie dándole el color correspondiente a -



su zona de proceso. Realizado lo anterior se integran las zonas de proceso, asociando los equipos que intervienen en cada una de ellas prelocalizándolos de acuerdo con la secuencia del mismo: FIG. 2

### INTEGRACION DEL PROYECTO

La integración del proyecto se realiza asociando las diferentes zonas de proceso y localizándolas de acuerdo con la secuencia del mismo, considerando el lugar de entrada de materia prima y salida de producto terminado, teniendo como columna vertebral de la planta, un camino de estructuras para soportaría de tuberías elevadas. distribuyendo a uno y otro lado del camino las zonas de proceso, con el fin de evitar hasta donde sea posible un gran número de cabezales y retornos innecesarios, sobre todo en la tubería de aleación, en la distribución de la zona de proceso, se ha tomado en cuenta la ubicación de la planta y sus dimensiones.

### LOCALIZACION DE EQUIPO

La prelocalización indicada en integración de las zonas de proceso, sirve única y exclusivamente para integrar las zonas de proceso, en la actualidad una localización funcional, económica y segura, se realiza tomando en

cuenta las siguientes consideraciones:

#### DE RUTA DE TUBERIA

La ruta de tuberías, es en realidad un "Diagrama de ruta de tuberías", por medio del cual se relacionan unífilamente los distintos equipos que integran las diferentes zonas de proceso, formando lo que se conoce por "camas de tubería", que identifican y anulan las rutas largas y - retornos innecesarios, sobre todo en las tuberías de elevación y de gran diámetro. Fig. 5

#### DE MATERIALES

Los materiales costosos son los de aleación, por lo tanto, los equipos que los contengan y se relacionen, - deberán localizarse adyacentes o lo más próximo posible.

#### HIDRAULICAS

Para realizar éstas consideraciones, es necesario conocer el tipo de fluido y la fase en que se conduce a través de las diferentes tuberías, con el propósito de - conservar las condiciones de flujo que requiere el proceso. Si la planeación se realiza con los diagramas de proceso, - deben tomarse en cuenta los gastos para prodimensionar la

tuberías así apreciar los excesos de ruta en grandes diámetros.

Dentro de las consideraciones hidráulicas de carácter práctico, podemos mencionar las siguientes:

- a).- Las bombas hay que ponerlas, cerca y debajo del punto de succión.
- b).- Los recolectores y condensadores deben de estar cerca de las torres.
- c).- El tanque colector de fondos, de las torres que por el proceso lo requieren, se localizan a un lado de ellas
- e).- Los tanques de succión de los compresores, deben estar cerca de ellos.
- f).- Hay que respetar los diferentes niveles, que en los recipientes establece el departamento de diseño de proceso.
- g).- Es provechoso localizar los condensadores de superficie, directamente debajo de las turbinas, para así seleccionar una bomba con una NPSH baja, etc.

#### DE ESFUERZOS

La temperatura de trabajo en los diferentes sistemas, es de gran importancia en la localización de los equipos, pues hay que tomar en cuenta espacios para curvas

de expansión y claros que darán paso a tuberías de gran --  
diámetro y aislamiento grueso ( aislamiento para baja tem-  
peratura ).

#### DE OPERACION Y MANTENIMIENTO.

En la localización de equipos, deben de tomarse  
en cuenta, caminos de acceso, pasillos a nivel de piso y --  
elevados, para operación de accesorios, ajuste de instru--  
mentos, localización de estaciones de control y servicios  
auxiliares, espacio para remover fluses de equipos de ---  
transmisión de calor si lo requiere, para operar y dar man-  
tenimiento a equipo como bombas, turbinas, compresores, --  
turboexpansores, y generadores, para gruas viajeras en casas  
de compresoras, trenes de combinadores y equipo que las requie-  
ra, plataformas para la operación y mantenimiento de reci-  
pientes elevados etc.

En ésta consideración, se recomienda que los --  
compresores ( turbocompresores, motocompresores )

de ser posible , se agrupen en una sola --  
unidad para facilitar su operación y mantenimiento, lo mis-  
mo se recomienda para todas aquellas unidades, que por el ti-  
po de servicio se pueden agrupar.

#### METEOROLOGICAS.

El conocimiento de la dirección de los vientos dominantes y reinantes, favorece la localización de las casas de compresoras y equipos que trabajan con hidrocarburos altamente inflamables, calentadores, evaporadores y generadores de vapor de agua, que trabajan a fuego directo, así como las subestaciones de energía eléctrica, evitando lleven gas al fuego y fuego al gas.

#### DE SEGURIDAD

Los equipos deben localizarse conservando entre sí, una separación práctica, en cuanto a operación y mantenimiento se refiere conservando la distancia mínima que por seguridad y de acuerdo con su peligrosidad se recomienda. Fig 4

Los equipos que trabajen a fuego directo, se localizan en la periferia de la planta y opuestos (con respecto a la dirección de los vientos), a los equipos que operan con hidrocarburos altamente inflamables.

Las subestaciones de energía eléctrica y casas generadoras se localizaran fuera del alcance de equipos considerados como peligrosos.

#### ECONOMICAS

Las separaciones entre equipos, serán las recomendadas en el inciso de seguridad, con el propósito de no requerir superficies considerables de terreno, así mismo deben evitarse las estructuras para soportar equipos -- por ser costosas, localizándose éstos a nivel de piso, -- siempre y cuando el departamento de diseño de proceso, no indique lo contrario. Fig. 4

Elaborado el plano de localización general, de acuerdo con el procedimiento anterior y coordinación de las diferentes especialidades de ingeniería, se somete -- por último a una afinación o chequeo interdepartamental, -- antes de su aprobación para construcción.

#### ESTUDIOS DE TUBERÍA

Los estudios tienen por objeto la distribución armónica, funcional, económica y segura de los diferentes cabezales y ramales de los sistemas de proceso, servicios auxiliares y de seguridad, así como las estaciones de control que relacionan entre sí los diferentes equipos que integran la planta, con el fin de facilitar y acelerar la producción de dibujos de detalle (constructivos).

#### TIPOS DE ESTUDIOS

### DE TUBERÍA AEREA

Estos estudios cumplen con el objetivo del inciso de estudios de tubería, arreglando la tubería que relaciona los diferentes equipos que integran la planta sobre el nivel de piso terminado, así como sobre los niveles de operación en estructuras y plataformas de equipos elevados.

### DE TUBERÍA SUBTERRANEA

Estos estudios definen las redes de drenajes y agua de servicio contra incendio dispuestas bajo el nivel de piso terminado en una planta.

### FACTORES QUE INTERVIENEN

En la elaboración de éstos estudios intervienen ingenieros especializados en planeación y diseño de tuberías con amplia experiencia sobre los problemas de operación y mantenimiento que en plantas petroquímicas se presentan.

## INFORMACION

### DIAGRAMAS DE TUBERIA E INSTRUMENTACION DE PROCESO Y

#### SERVICIOS AUXILIARES

Estos diagramas por su información son básicos en el desarrollo de los estudios de tubería aérea pudiendo emplearse preliminares o aprobados para construcción; proporcionan la secuencia del proceso y los servicios --- auxiliares, así como su relación con respecto a los equipos que integran la planta, identificando las tuberías -- por su diámetro, clave de servicio, número de línea y de especificación de material, así como los instrumentos indicados, de seguridad y control codificados en ellas contenidos.

#### LISTA DE LINEAS, PRELIMINARES O DEFINITIVA

Esta lista proporciona la codificación de las - líneas, su ruta (desde y hasta donde van), su presión de operación, diseño y prueba, el medio de prueba (líquido o gas), la temperatura de diseño y operación, su densidad o gravedad específica (gas o vapor), el tipo de aislamiento su diagrama de correspondencia, observaciones (si son críticas o no), la clave de aislamiento si lo requieren, y -



el número de capas.

### ESPECIFICACIONES DE MATERIALES

Esta especificación clasifica y detalla los materiales por servicio de la tubería de proceso y servicios auxiliares, determinando los códigos y estándares de referencia, los requerimientos de fabricación, el índice para clases que proporciona el rango de las bridas, material básico, tolerancia por corrosión, limitaciones de presión, temperatura y diámetros, así como los servicios. Todo resumido en tablas por especificación, para tubos, válvulas, bridas, conexiones normales, para instrumentos, juntas, tornillería y uniones; Proporcionan lo la partida, diámetro, descripción, especificación y número de código correspondiente a la lista de equivalencias de accesos.

### DEBUCOS DE RECIPIENTES

Los dibujos de recipientes para construcción nos proporcionan en forma detallada sus características de diseño, como especificaciones de trabajo de las boquillas, orden, diámetro, servicio, tipo de cara, proyección, especificaciones de material y notas pertinentes.

Al no existir este tipo de dibujo los estudios de tubería pueden realizarse con los esquemas de recipientes (incluyendo equipo de transmisión de calor), preliminares que el departamento de diseño de proceso circula.

EQUIPO ROTATORIO

La realización de los estudios de tubería puede llevarse a cabo con dibujos preliminares o certificados para fabricación de equipo como, bombas, moto-compresores, turbo-compresores, compresores-expansores, enfriadores de aire, etc., inclusive sin esta información se deben y pueden realizar con datos aportados por la experiencia de los departamentos de evaluación mecánica e ingeniería de tuberías.

PLANO DE LOCALIZACION GENERAL

De acuerdo con lo establecido en el inciso "plano de localización general" anterior\*, el plano de localización general es el formato fundamental sobre el cual se desarrollan los estudios de tubería.

\* Véase.

PROCEDIMIENTO

Actualmente en la industria nacional de ingeniería de proyectos, los estudios de tubería requeridos por grandes plantas petroquímicas como refinerías, terminales y similares se realizan en extremo detallado, podriase decir casi un diseño para construcción, de tal manera que cuando se realiza este en forma definitiva el tiempo acumulado por concepto de diseño excede al normalmente requerido.

Lo anterior se debe a que en la planeación, la localización de los equipos no se realizó tomando en cuenta las consideraciones descritas en el capítulo de planeación, razón suficiente para la desubicación y la falta de precisión en la determinación de accesos de operación y mantenimiento afectando consecuentemente las dimensiones (ancho) de los elementos estructurales que albergarán las zonas de tubería.

En este procedimiento se recomienda detallar -- con la mayor simplicidad posible, exclusivamente zonas saturadas de tubería que requieren varios niveles y en los que sea indispensable por dejar clara, la ubicación de cabezales, válvulas, plataforma y soportería con el propósito de evitar en todo lo posible alteraciones en la planeación por causas de diseño que a la postre son los que incrementan el consumo de horas-hombre.

El procedimiento es sencillo y depende exclusivamente de la habilidad de interpretación diagramática y dominio pleno de las especificaciones de :

- a).- Requerimientos de diseño para tuberías de proceso y servicios y auxiliares.
- b).- Tubería de proceso y servicios auxiliares clasificación de materiales para servicio.
- c).- Tubería de proceso y servicios auxiliares requerimientos de fabricación.
- d).- Instalación de instrumentos y dispositivos de protección.
- e).- Materiales y aplicación para aislamiento en servicio caliente.
- f).- Materiales y aplicación para aislamiento en servicio frío.
- g).- Pruebas de presión en campo.

Así como del buen empleo que de las bases de diseño e información técnica del proyecto realice, ya que el procedimiento se reduce a un sistema unifilar y de detalles que a continuación se describe.

#### SISTEMA UNIFILAR.

El diagrama de rutas de tubería de la fig. 5 es la traducción armonica, funcional, económica y segura

ra. que de un diagrama de tuberías e instrumentación correspondiente a una planta de almacenamiento y manejo de etileno se ha realizado unifilarmente.

Se recomienda, por ser más fácil el diseño de la ruta de tubería, apoyarse en papel milimétrico o cuadrículado favoreciendo el trazo que es a mano alzada, así como la localización de los equipos, escogiendo una escala conveniente para apreciar claramente, los espacios disponibles para ubicar, orientar y distribuir los cabezales, ramales, estaciones de control, accesos, pasillos y plataformas para la operación y mantenimiento.

Como se aprecia en el diagrama (Fig. 5), los equipos se representan simbólicamente, así como los implementos de tubería (válvula de compuerta, checks y seguridad) para la operación y seguridad de los equipos, los cambios de dirección y las diferencias de nivel se identifican por el círculo acostumbrado en diseño de tuberías, identificándose el acceso y descenso por los sentidos de flujo de las líneas.

El diagrama así elaborado, establece la secuencia propia que el diseñador deberá proseguir al proyectar la tubería en planta. En cuanto a los detalles se refiere

La accesibilidad de ellos y el procedimiento se describe a --  
 continuación.

### DETALLES

Existe un detalle fundamental y es de la claridad del diagrama de ruta de tubería que muestra las estaciones de control y trenes de válvulas, así como la distribución de cabezales y ramales, que facilitan la interpretación y reducen el número de detalles.

### DETALLES OBLIGADOS

Son aquellos que mostraron los niveles de los cabezales, elevaciones de plataformas y la ubicación de los accesorios que tengan que ser operados desde ellas, (véase fig. 6, 7 y 8), así como los recipientes cuya orientación de boquillas sea clave y la conformación de soporteras recomendables, (ver fig. 9).

Cuando se presenta el caso de trabajar con un sistema de tuberías que opera bajo condiciones críticas de temperatura similares, es conveniente aunque no indispensable si se poseen especificaciones de materiales y aplicación para aislamiento, elaborar una tabla auxiliar que proporcione los espesores del aislamiento y --

los radios de tubería aislada ( ver fig. 10), para facilitar y reducir al mínimo las erratas en la localización de tuberías.

Sólo nos resta, mencionar por su importancia y correspondencia a detalles de parte de tubería, el procedimiento para determinar las dimensiones de la estructura que albergará la cama o camas de tubería, que se describieron en el capítulo de Planeación como la columna vertebral de una planta petroquímica o de refinación.

Una vez localizados los cabezales de acuerdo con su servicio, características de operación y diámetro, es decir cuando se ha integrado la cama de tuberías, se aplicará la siguiente ecuación:

$$H = K \times N \times C + A \quad ( m )$$

#### LITERALES

$H_t$  = Ancho total ( m )

K = Factor de seguridad

K = 1.5 si el análisis se realiza con diagrama de proceso.

K = 1.2 si el análisis se realiza con diagramas mecánicos ( de tubería e instrumentación ).

N = Número de Tuberías.

C = Separación promedio.

A = Un metro por conductores circulares.

El procedimiento que sobre elaboración de estudios de tubería se han descrito es bastante sencillo y --consecuentemente rápido, proporcionando la información suficiente para que los diseñadores realicen el proyecto de detalle de tuberías para construcción.

## ESPECIFICACION DE LOS REQUERIMIENTOS DE DISEÑO PARA TUBERÍAS Y SERVICIOS AUXILIARES

### INTRODUCCION

Esta especificación es fundamental en la ingeniería de tuberías pues ampara el desarrollo de la ingeniería de planeación y estudios de tubería por lo que es conveniente una breve disertación sobre los requerimientos de diseño generales y detallados, pertenecientes a todos los sistemas de tubería de proceso y servicios auxiliares .

Otros requerimientos aplicables a los sistemas de tubería de proceso y servicio están contenidos en las especificaciones citadas en inciso de procedimiento.



## OBJETIVO

Esta especificación cubre los requerimientos de diseño para los sistemas de tuberías descritos y los requerimientos adicionales, para los códigos de diseño bajo los cuales se va a proyectar la tubería.

## DISEÑO

### SISTEMAS Y ESTANDARES

Todos los sistemas de tubería se diseñaran de acuerdo con esta especificación, los reglamentos gubernamentales y los requerimientos del código de tubería a presión ANSI B 31.3 a menos que se indique otro código ó reglamento.

La tubería entre las calderas de vapor y la primera válvula de bloqueo se ajustará a los requerimientos del código ASME de recipientes a presión para calderas, en lugar del código ANSI para tubería de presión.

Todas las diferencias se ajustaran a la última edición de códigos y estandares, los sistemas especiales de tubería no comprendidos dentro de ellos se diseñaran de acuerdo con la práctica de Ingeniería más adecuada.

### ARREGLO GENERAL

Las rutas de tubería serán cortas, con el mínimo de conexiones previendo su flexibilidad, se llevarán sobre soportes elevados excepto las tuberías de ácido cáustico y líneas con flujo pulsante que se apoyaran sobre durmientes, las trincheras en las unidades se evitarán al máximo, líneas de gran longitud y pared delgada que conducen fluidos no inflamables se enterrarán y soportarán sobre un lecho continuo de arena, tuberías aéreas sin aislamiento, aisladas para protección al personal y conservación de calor con temperatura menores de  $343^{\circ}\text{C}$  ( $650^{\circ}\text{F}$ ) se llevarán a una elevación común, líneas con temperaturas superiores, con vapor sobrecalentado y calentadas con venas de vapor se soportarán con zapatas de acero, tuberías con aislamiento para bajas temperaturas se soportarán tomando en cuenta el aislamiento y el soporte fuera del aislamiento.

Todo cambio de dirección causará un cambio de elevación las tuberías con temperatura de operación de  $-121^{\circ}\text{C}$  ( $250^{\circ}\text{F}$ ), y mayores que se apoyen sobre miembros de concreto, se soportarán sobre zapatas de acero.

Los arreglos de tubería facilitarán la operación e inspección del equipo, los espacios para mantenimiento estarán libres de interferencias de tubería, las

válvulas de control, alivio, etc., serán accesibles desde plataformas ó el piso o agrupadas en los niveles principales de operación cuando sea posibles, líneas que transporten sólidos finos ó materiales de alta viscosidad llevarán una pendiente continúa y deberán drenarse en un recipiente.

Se evitarán bolsas en todas las tuberías, las tuberías de escape de vapor a la atmósfera, se instalarán con amortiguadores de escape ( Exhaust Heads ).

ESPACIOS LIBRES ( CLAROS )

La altura mínima, a la parte inferior ( lecho -- bajo ) de bridas, aislamiento o soportes estructurales sobre caminos, plataformas y pisos de operación sera:

Para accesos normales de otro de límites de batería.	3000 mm (10'-0")
Sobre plataformas, pasillos e interiores de edificios	2300 mm (7'-6 1/2")
Sobre caminos de la planta, fuera de límites de batería.	4800 mm (16'-0")
A nivel de piso ( durmientes )	200 mm (0'-3")

Sobre caminos de la planta,  
 áreas de acceso ( camiones ),  
 dentro de los límites de ba-  
 tería. 3600 mm ( 12'-0" )

Sobre vías férreas y caminos  
 públicos principales. 6700 mm ( 22'-0" )

Se considerará una separación mínima de 25 mm ( 1" ) para el mantenimiento entre tubos paralelos, entre aislamientos, brida y tubo ( aislamiento ) previendo los movimientos térmicos.

El lecho bajo de la tubería instalada en trin-  
 cheras estará a 75 mm ( 3" ) de su piso, el espacio míni-  
 mo para pasillos entre tubería y equipo debe ser de 600 mm  
 ( 2'-0" ).

#### MATERIALES.

Los materiales se ajustarán a los requerimien-  
 tos de la especificación, "clasificación de materiales por  
 servicio para tubería de proceso y servicios auxiliares".

#### PRESIONES Y TEMPERATURAS DE DISEÑO.

Estas serán básicas para el diseño de los sistemas de tuberías. Los estándares de materiales se ajustarán al código de tuberías a presión ANSI B 31.3 u otro código adecuado, las condiciones máximas de operación se -- se tendrán en los diagramas de flujo aplicable .

#### TOLERANCIA POR CORROSIÓN.

A menos que se especifique lo contrario en la clasificación de tubería, las tolerancias mínimas por corrosión, serán como sigue:

Acero al carbón	1.25 mm (0.050")
Aleaciones ferrosas	1.25 mm (0.050")
Aceros auténticos	0
Aleaciones no ferrosas	0
Acero galvanizado o -- bañado en caliente,	0

#### DETALLES DE DISEÑO

##### DIÁMETRO DE TUBERÍA Y CONEXIONES.

Los diámetros de 1 1/2," 2 1/2," 3 1/2" e impares, como 5", 7", no se usarán, excepto donde se requiera -- rón para conectar equipo mecánico de diseño estándar a --

donde la velocidad específica deba mantenerse, el diámetro mínimo empleado será de 1/2" para líneas de servicio, 1" para líneas de proceso, 4" para drenaje subterráneo y 1 1/2" para líneas subterráneas que no sean de drenaje.

No hay limitación de diámetros para conexiones de instrumentos y venas de vapor. La tubería roscada de acero al carbón en servicios de proceso será de cédula 30 como mínimo, la roscada de aleación será de cédula 40S como mínimo.

#### CAMBIOS DE ESPECIFICACION DE MATERIAL.

En las líneas que se conectan de especificación o rango de presión diferente, la especificación mayor será mantenida esta la primera válvula inclusive, en las estaciones de control ( By-pass ) la especificación mayor será mantenida hasta la válvula de control y válvula de desvío, las válvulas de bloqueo serán de especificación menor. Si la presión de diseño de los recipientes es mayor que la de las válvulas de las líneas que se le conectan, las válvulas adoptarán la especificación del recipiente si están normalmente cerradas o la especificación de las líneas si están normalmente abiertas durante la operación.

Doblecios de tubería, codos de gajo y codos soldables.

En tuberías que se fabrique en taller, se usarán doblecios en lugar de codos soldables si lo autorizan los ingenieros de proyecto. Los codos de gajos se usarán si las condiciones de proceso y/o esfuerzos lo permiten.

Se usarán codos de radio largo desde 2"φ y mayores, excepto donde el diseño obligue el uso de radio corto.

#### REDUCCIONES.

Las reducciones pueden ser bridadas, soldables roscadas, inserto soldable. Los bushings roscadas no deberán ser usados.

#### BRIDAS.

El uso de bridas se limitará a conexiones a equipos y válvulas bridas excepto en donde se requiera desmontaje frecuente de tubería por mantenimiento, donde sistemas de tubería plástica o no metálica no pueden ser soldadas o unidas si no es por bridas.

#### PIPILES ROSCADOS Y TAPONES.

Los nipples roscados de acero al carbón y aleaciones ferríticas serán de cédula 80 como mínimo. Los roscados de acero inoxidable austenítico y aleaciones no ferrosas serán de cédula 40S mínimo. Los tapones macho de 1"  $\phi$  y menores serán de acero sólido, tapones mayores de 1"  $\phi$  --- pueden ser huecos excepto en áreas de clima frío o servicios corrosivos.

#### VALVULAS.

El número y tipo de válvulas lo determinan los diagramas de flujo y estarán de acuerdo con la especificación de clasificación de materiales por servicios, las dimensiones estarán de acuerdo con el ANSI B16.10, se suministrarán sistemas de doble bloqueo para evitar contaminaciones por sistemas peligrosos.

Las válvulas de bloqueo generalmente son de compuerta bola ó macho, empleándose la de bola en lugar de la compuerta en servicios en donde se acumulen sólidos previniendo el asentamiento de la cuña, las válvulas macho lubricadas se usarán en hidrocarburos líquidos ligeros y gases.

Las válvulas de mariposa y de globo en diámetros de 3"  $\phi$  y mayores se usarán en donde se requiera estrangulamiento.



lamiento, empleándose la de manivela en servicios de agua de enfriamiento.

Se suministrarán válvulas con engranajes adecuados, cuando un servicio requiera apertura y cierre rápido por transferencia en la operación y cuando el rango esté de acuerdo a lo siguiente.

150 #	- - - -	10"	Ø	y mayores
300 #	- - - -	10"	Ø	y mayores
600 #	- - - -	8"	Ø	y mayores
900 #	- - - -	8"	Ø	y mayores
1500 #	- - - -	6"	Ø	y mayores
2500 #	- - - -	4"	Ø	y mayores

Las válvulas que necesitan operarse con un sistema de engranes se indicarán en los diagramas de flujo.

Cuando exista una presión diferencial a través de una válvula cerrada aproximadamente igual al rango de presión y a la temperatura de operación de dicha válvula, éste deberá suministrarse con un By-Pass igualador de presión, que constará de una válvula de globo del diámetro que se indica a continuación:

VALVULA COMPLETA.

Diám. (Pulg.)	150#	300#	400#	600#	900# y Mayores.
4"	-----	-----	-----	-----	3/4"
6"	-----	-----	-----	3/4"	3/4"
8"	-----	-----	3/4"	3/4"	3/4"
10"	-----	1"	1"	1"	1"
12"	1"	1"	1"	1"	1"
14" a 20"	1 1/2"	1 1/2"	1 1/2"	1 1/2"	1 1/2"
24"	2"	2"	2"	2"	-----

Las válvulas que requieren By-Pass y los By Pass - integrales preferidos se indicarán en los diagramas de flujo.

Las válvulas de retención bridadas y soldables a tope se suministrarán con un toton (boss) sobre el lado corriente abajo de la válvula para una conexión de drenaje, el cual será taladrado y taponeado en el campo.

El taladro será de 1/2" NPT para líneas 3" y 4" y de 3/4" NPT para 6" y mayores.

#### TERMINALES CERRADAS.

En líneas de proceso y servicios con presiones de diseño mayores de 1.0 Kg/cm<sup>2</sup> man. ( 15 PSIG ) o en servicios de vacío se usarán cauchuchas soldables en sus termina-

les cerradas.

En tuberías mayores de 12"  $\phi$  con una presión de --  
diseño de 0 a 1.0 Kg/cm<sup>2</sup> man, podrán usarse cierres planos.

#### BRIDAS CIEGAS.

Las bridas ciegas se suministrarán en las líneas -  
de proceso y servicio en los límites de batería ( para faci-  
litar pruebas, inspección o mantenimiento de equipo y donde  
los diagramas de flujo lo indiquen.

#### BY-PASES ( DESVIOS ).

Se usarán cuando se requieran para una operación  
normal y cuando los indiquen los diagramas de flujo, no se  
usarán si el propósito es exclusivamente permitir el servi-  
cio o recambio del equipo mientras la unidad está en opera-  
ción.

### REQUERIMIENTOS GENERALES DE

#### INSTALACION

#### EXPANSION Y FLEXIBILIDAD.

Se preverá la expansión y construcción térmica de

42

acuerdo con los códigos que gobiernen, para absorber expansiones se usarán curvas fabricadas de tubería excepto donde, por los esfuerzos la oficina de análisis, decida el empleo de juntas de expansión.

La tubería se diseñará de tal manera que las fuerzas y momentos sobre las boquillas de los equipos como bombas, compresores, turbinas, expansores, etc., no excedan de lo permisible especificado por el fabricante.

#### SOportes Y ANCLAJES.

Toda la tubería deberá instalarse con el soporte adecuado y convenientemente instalado para prevenir las fuerzas excesivas. La tubería en válvulas y equipos mecánicos se soportará de tal manera que las válvulas y equipos puedan reemplazarse sin necesidad de instalar soportes temporales.

#### JUNTAS DE CONEXIONES.

Las uniones en todos los sistemas de tubería mayor de 1 1/2" deberán hacerse de preferencia soldables, las uniones en tubería de 1 1/2" y menor deberá hacerse con conexiones de inserto soldable o roscadas. Generalmente las conexiones bridadas deberán usarse en conexiones a recipientes

tes y copios.

Las bridas de acero usadas para las uniones con bridas de cast. plant. de hierro fundido deberán ser también de cast. plant.

### Ramales.

Los ramales se diseñarán y fabricarán de acuerdo con la especificación de requerimiento de fabricación. El inserto se diseñará de modo que el ángulo de intersección entre el ramal y el cabezal, no sea menor de  $45^{\circ}$ .

La elección de ramales estará condicionado a lo siguiente:

- a).- Se usarán tees para ramales de líneas de 2" y menores.
- b).- Se usarán coples de inserto soldable o resca-  
das, según especificación de materiales aplica-  
bles, para todos los ramales de 2" y meno-  
res en líneas de 3" y mayores.

Los coples podrán sustituirse con accesorios reforzados de acero forjados o inserto-sol-  
dables ( socketlets, thredolets, eltolets, --  
latrolets, etc. )

- c).- Se usarán tees soldables a tope en todas las líneas de 3" y mayores cuando el diámetro -- del ramal sea el mismo que el de la línea.
- d).- Para las otras condiciones, donde los diámetros de los ramales sean de 2 1/2" y mayores, y los diámetros de las líneas de 3" y mayores se usarán injertos o accesorios reforzados de acero forja o soldables ( Weldolets, Elbolets, Sweeplets, etc. ), cuando el servicio de proceso sea crítico, los injertos deberán substituirse por dichos accesorios.

#### INSTALACION DE VALVULAS.

Las válvulas de operación frecuente cuyo vástago -- este a una altura mayor de 2250 mm ( 7'-6" ) sobre el nivel de piso terminando o sobre plataformas requieren volante -- con cadena o vástagos de extensión para su operación, éstos dispositivos no se usarán en válvulas roscadas, las válvulas que no requieran operación frecuente y estén a esa altura, -- se instalarán de tal manera que pueda operarse desde una escalera portatil de 4200 mm ( 14'-0" ).

Las válvulas dentro de las trincheras y de operación frecuente cuyo volante esté 300 mm ( 12" ) debajo de la cubierta se suministrarán con un vástago de extensión para --

alcanzar una distancia de 100 mm ( 4" ) debajo de tacha cubierta.

Las válvulas en las bombas se colocarán directamente o lo más cerca posible de la boquilla o metros que -- una interferencia física evite la operación, siendo preferible no localizarlas dentro del faldón del recipiente.

#### INSTALACION DE LINEAS EN BOMBAS.

Las líneas de succión en bombas se diseñarán para soportarse adecuadamente evitando trampas y bolsas, las válvulas en líneas de succión de bombas serán del mismo diámetro que el de la línea, las válvulas en las líneas de descarga de 3"  $\phi$  y mayores podrán ser de menor diámetro que el de la línea pero no menor que el diámetro de la boquilla de la bomba, si una reducción es conveniente se mostrará en los diagramas de flujo. Antes de armar las bombas se instalarán filtros temporales en la succión por lo que se diseñará adecuadamente para quitar y reemplazar los filtros, usando filtros planos temporales en líneas de succión de 1 1/2" y mayores.

En las líneas de 1"  $\phi$  y menores se usarán cedazos tipo " Y " como se indique en los diagramas de flujo.

VENTEOS Y DRENAJES.

Se deberán suministrar válvulas en todos los venteos y drenajes, tanto de recipientes y equipos, como de los instalados en líneas aéreas que se utilizan para ayudar en las pruebas.

Se deberán suministrar venteos en puntos altos de líneas cuando sea necesarios.

Se deberán suministrar drenajes en puntos bajos en todas las líneas.

Los drenajes que descarguen en recipientes, deberán terminar 50 mm ( 2" ) arriba de la parte superior del recipiente y la descarga deberá ser visible desde la válvula de drenaje.

A menos que se indique lo contrario en los dibujos de tubería o diagrama de flujo, el diámetro mínimo de conexiones de venteos y drenajes deberá ser de 3/4 . Los diámetros mínimos para conexiones de venteos y drenajes para recipientes será como sigue:



<u>3</u>	<u>Diam. del vapor</u>	<u>diam. del agua</u>
1.5 y menor	3/4"	1"
1.5 a 3.5	1"	1 1/2"
3.5 a 17.0	1"	2"
17.0 a 40.0	1 1/2"	3"
mayor de 40.0	2"	3"

REQUISITOS PARA LAS LINEAS INDIVIDUALES DE TUBERIA.

REQUISITOS PARA LAS LINEAS DE TUBERIA DE PROCESO.

Conexiones de muestreo, con o sin enfriador se consideraran en el diseño como se indica en los diagramas de tubería e instrumentación y serán normalmente nipples de 3/4".

TUBERIA DE EXTRACCION DE LIQUIDO.

La tubería de extracción de líquido, de torres y equipo, se diseñará tal como se muestra en los diagramas de tubería e instrumentos.

VALVULAS DE RELEVO.

Las válvulas de relevo que descarguen a la atmósfera se localizará a 3 m como mínimo, sobre cualquier pla-

la. Las trampas de vapor se instalarán como se muestran -  
en los diagramas de tubería e instrumentación.

#### REQUISITOS PARA SIGUIENTES DE CUBRETES DE AGUA Y AIRE.

#### INSTRUMENTACIÓN EN LA PLANTA DE PROCESO.

Todas las líneas de agua de enfriamiento para pro-  
ceso se instalarán de tal manera que el equipo que está ---  
siendo enfriado permanezca lleno de agua. Se instalarán -  
válvulas de bloque en los ramales de suministro tan cerca -  
como sea posible de la línea principal.

Se instalará un sistema de aire de instrumentos -  
conectados al sistema de aire de planta.

#### CONEXIONES DE SERVICIO.

Se instalarán conexiones de servicios de 3/4" pa-  
ra vapor, agua y aire en plataformas de trabajo y lugares -  
adecuados en el piso. Las áreas que serán abastecidas es-  
tarán al alcance de una manguera de 15 m de longitud.

#### SISTEMAS DE DRENAJE Y AGUAS RESIDUALES.

Se instalarán sistemas separados de drenajes y --

50

tal forma o área de trabajo y dentro de un radio de 3 m del punto de descarga de la válvula.

#### REQUISITOS PARA SISTEMAS DE TUBERÍA DE VAPOR.

#### DESCRIPCIÓN DE LOS SISTEMAS DE VAPOR.

Los sistemas de tubería de vapor se diseñarán como se muestra en los diagramas de servicio de vapor inclusive de sistemas de distribución para las operaciones de proceso, turbinas de vapor, servicios auxiliares y venas de vapor.

#### REQUISITOS DE SISTEMAS DE VAPOR.

Todos los ramales se conectarán por la parte superior del cabezal. Así mismo llevarán válvulas de bloqueo. Se instalará válvulas de bloqueo y retención adyacentes al punto de inyección del vapor. Se instalarán válvulas de bloqueo en la entrada y salida de todas las turbinas.

#### VÁLVULAS DE RELEVO Y TRAMPAS.

La tubería de descarga de las válvulas de relevo de vapor que descarguen a la atmósfera se localizará a 3 m como mínimo sobre cualquier plataforma o área de trabajo y dentro de un radio de 3 m del punto de descarga de la válvula.

aguas negras conforme a los dibujos constructivos de tubería subterránea. No se permitirán conexiones directas entre -- líneas de drenaje de equipos y líneas principales de drenaje. Todos los sistemas de drenaje tendrán trampas y sellos adecuados, en los registros y colectores, y todos los ramales y caberales pueden ser limpiados y/o reparados sin necesidad de mover el equipo.

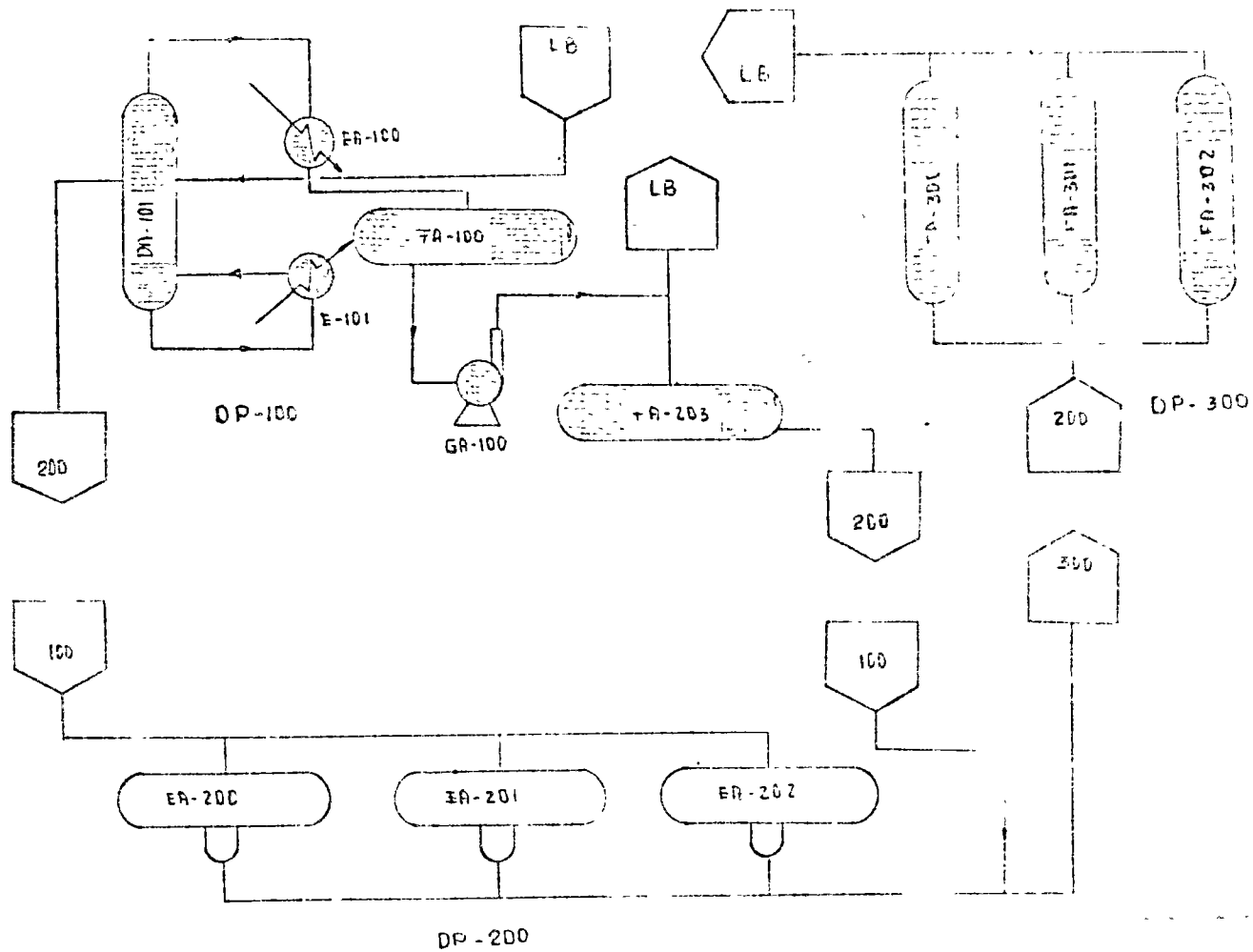
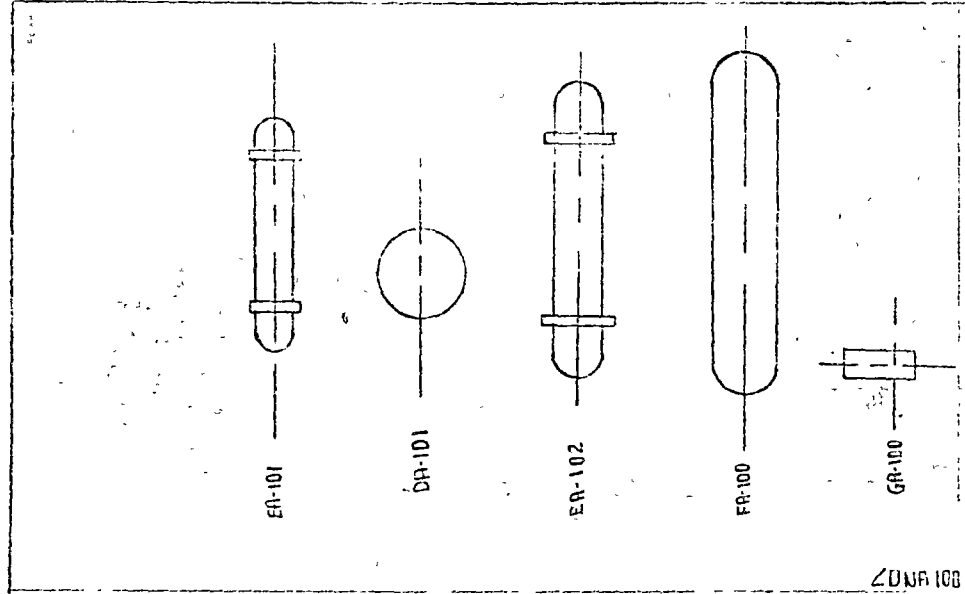
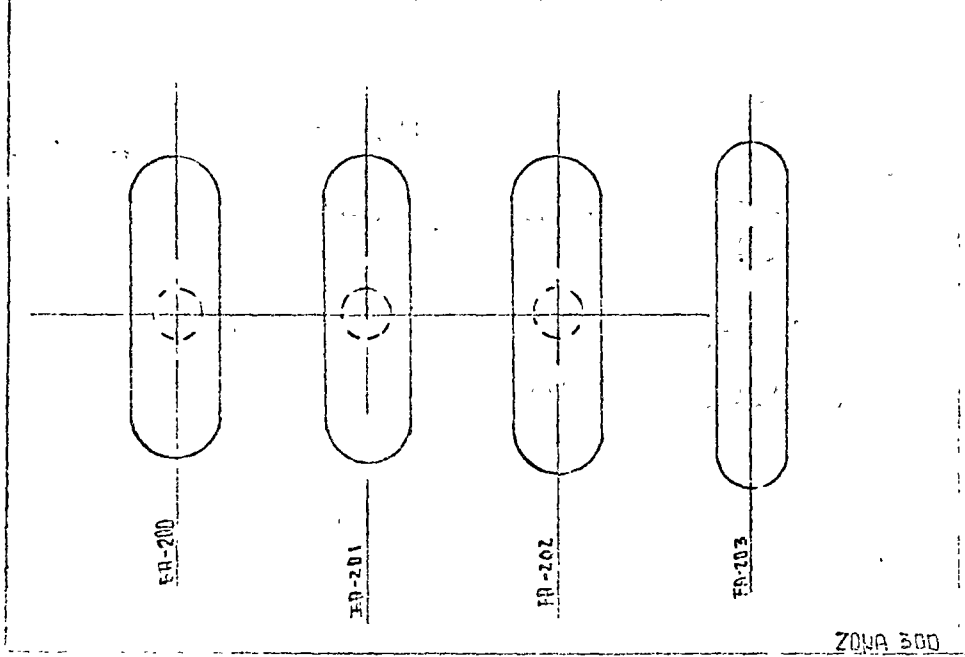


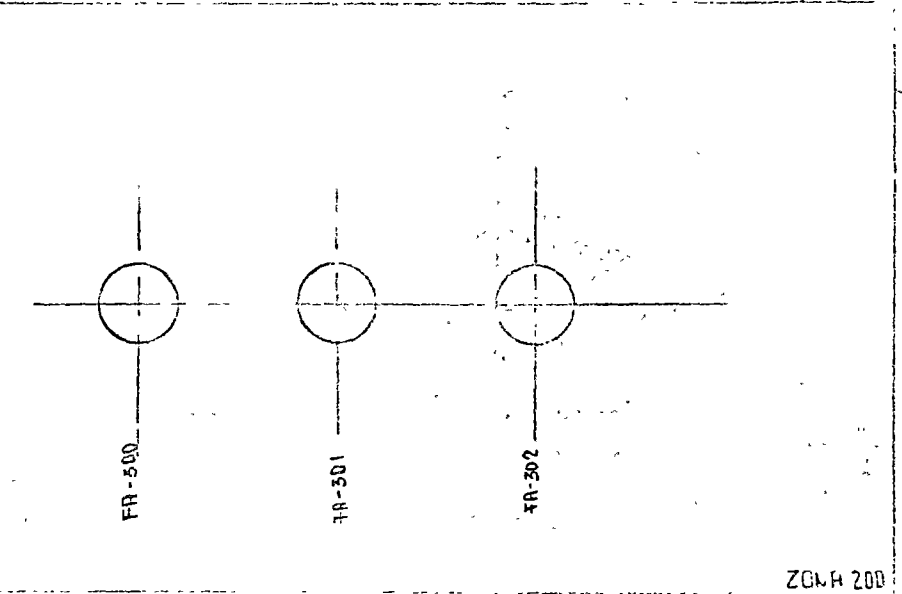
Fig. 2



ZONA 100



ZONA 200



ZONA 500

FR 502

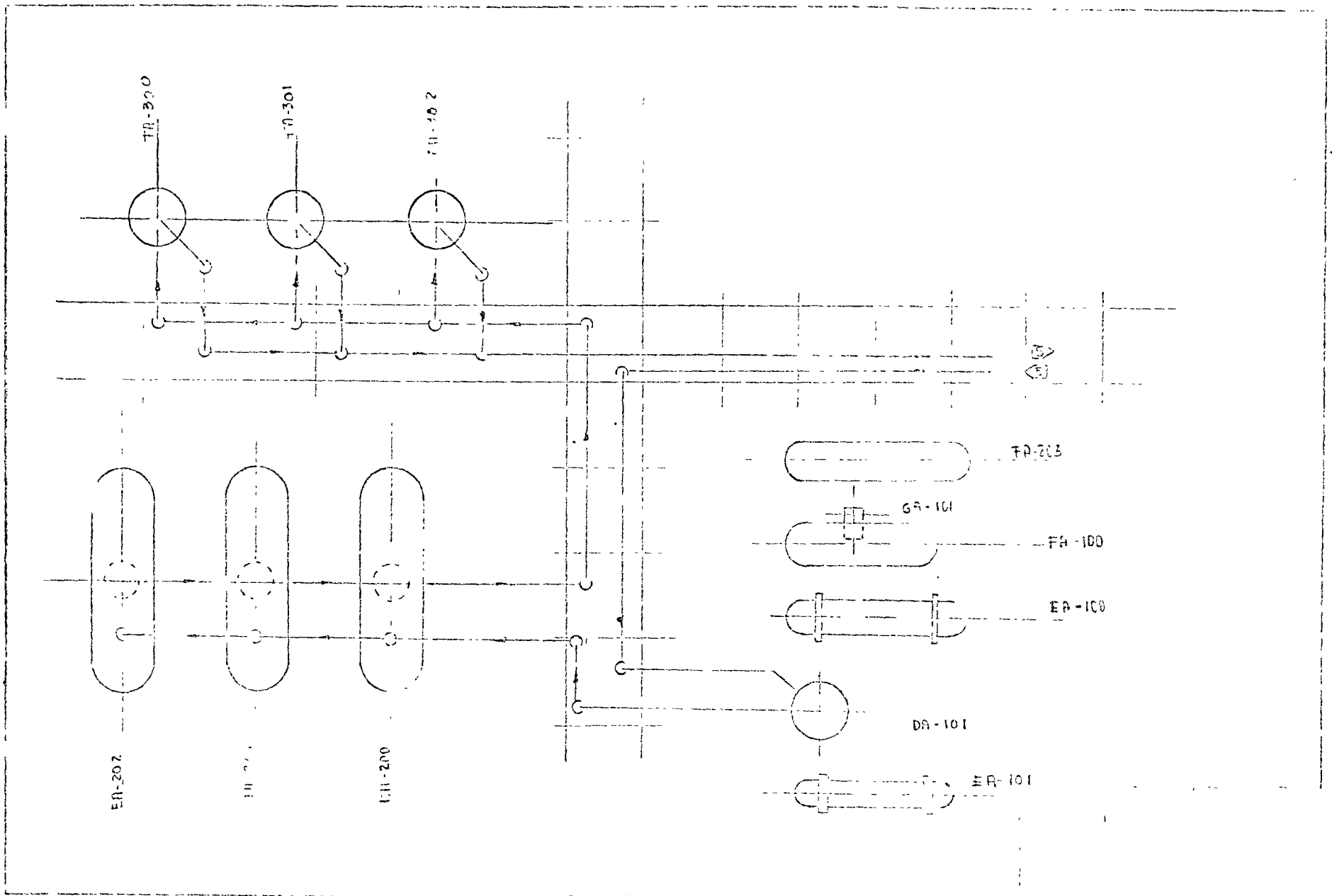


FIG. 2







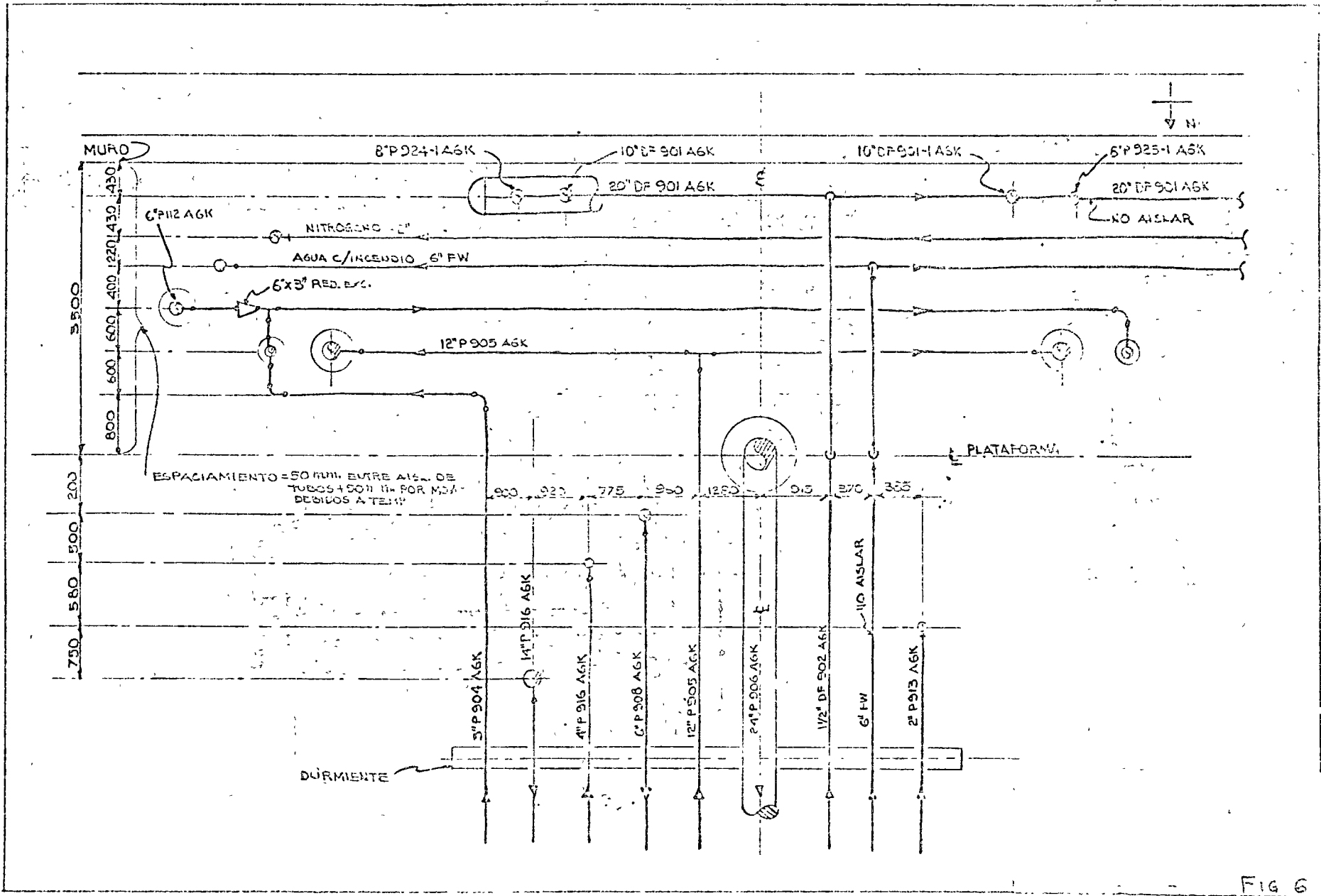


FIG 6

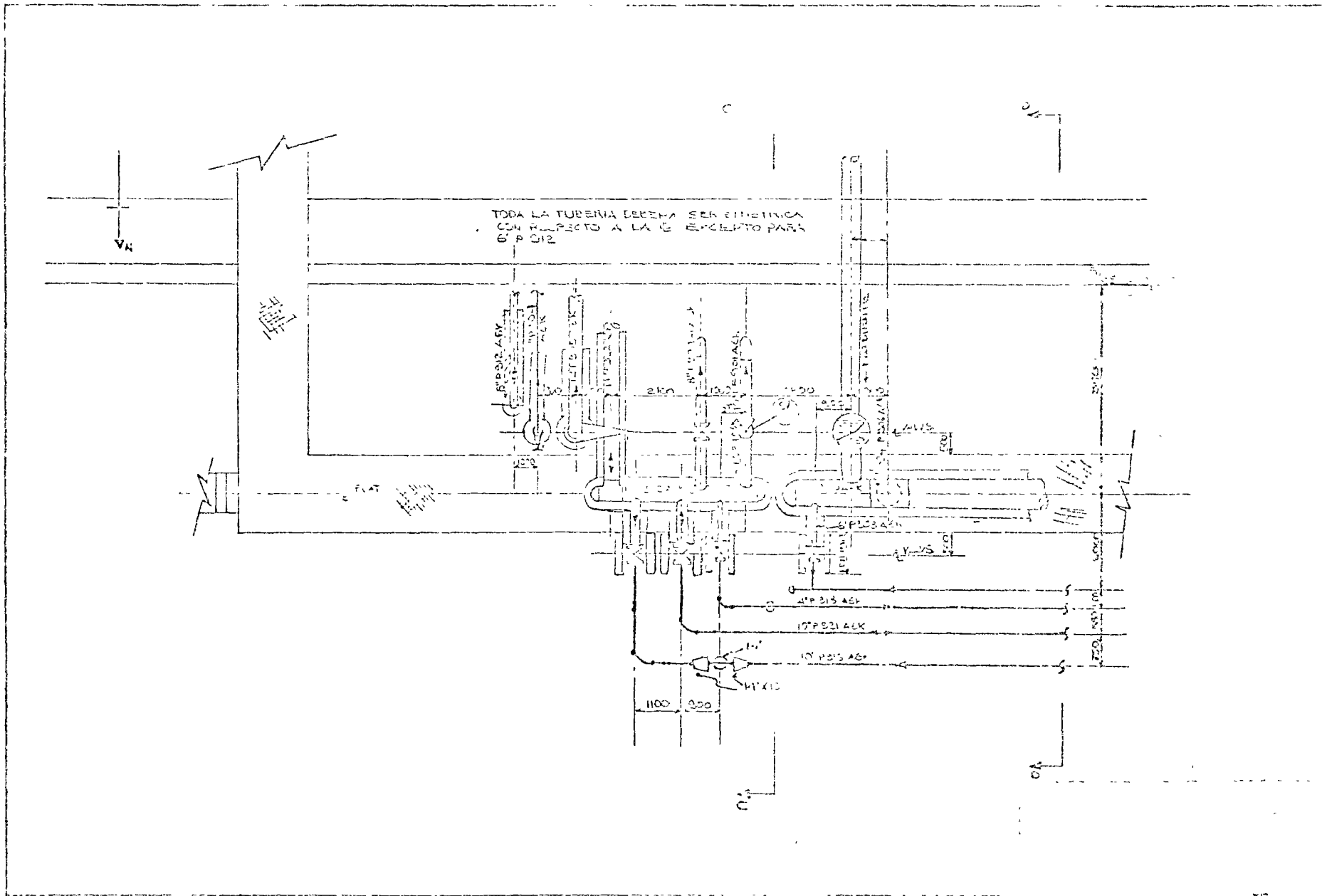
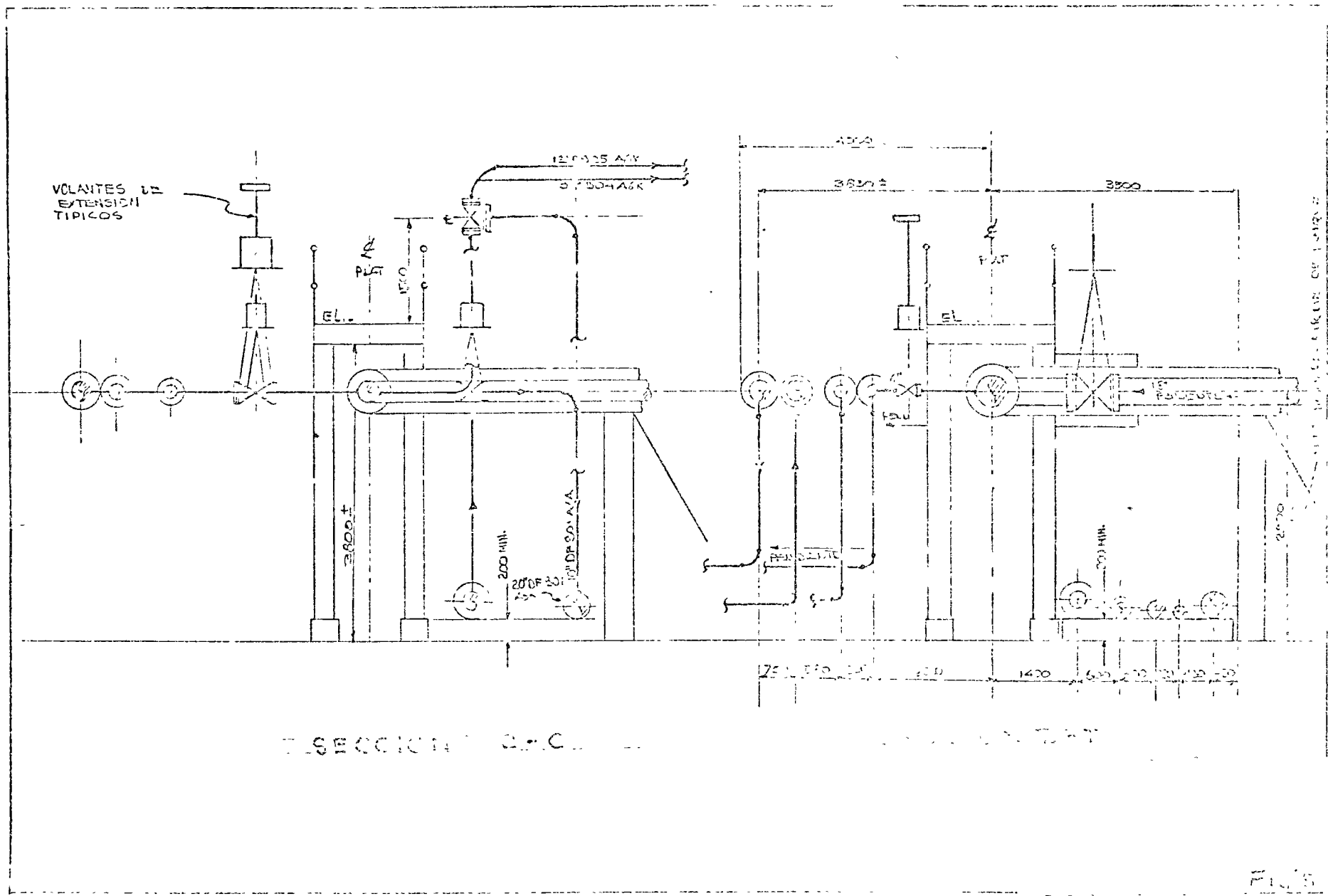


FIG 7

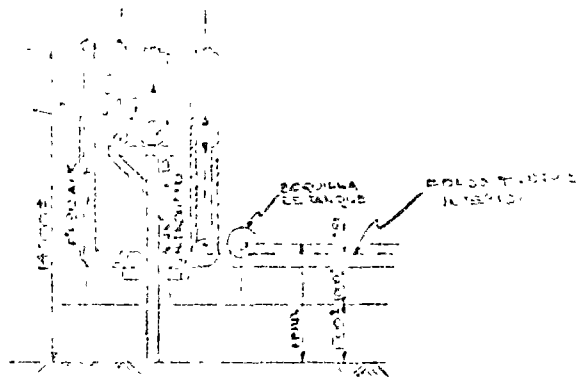
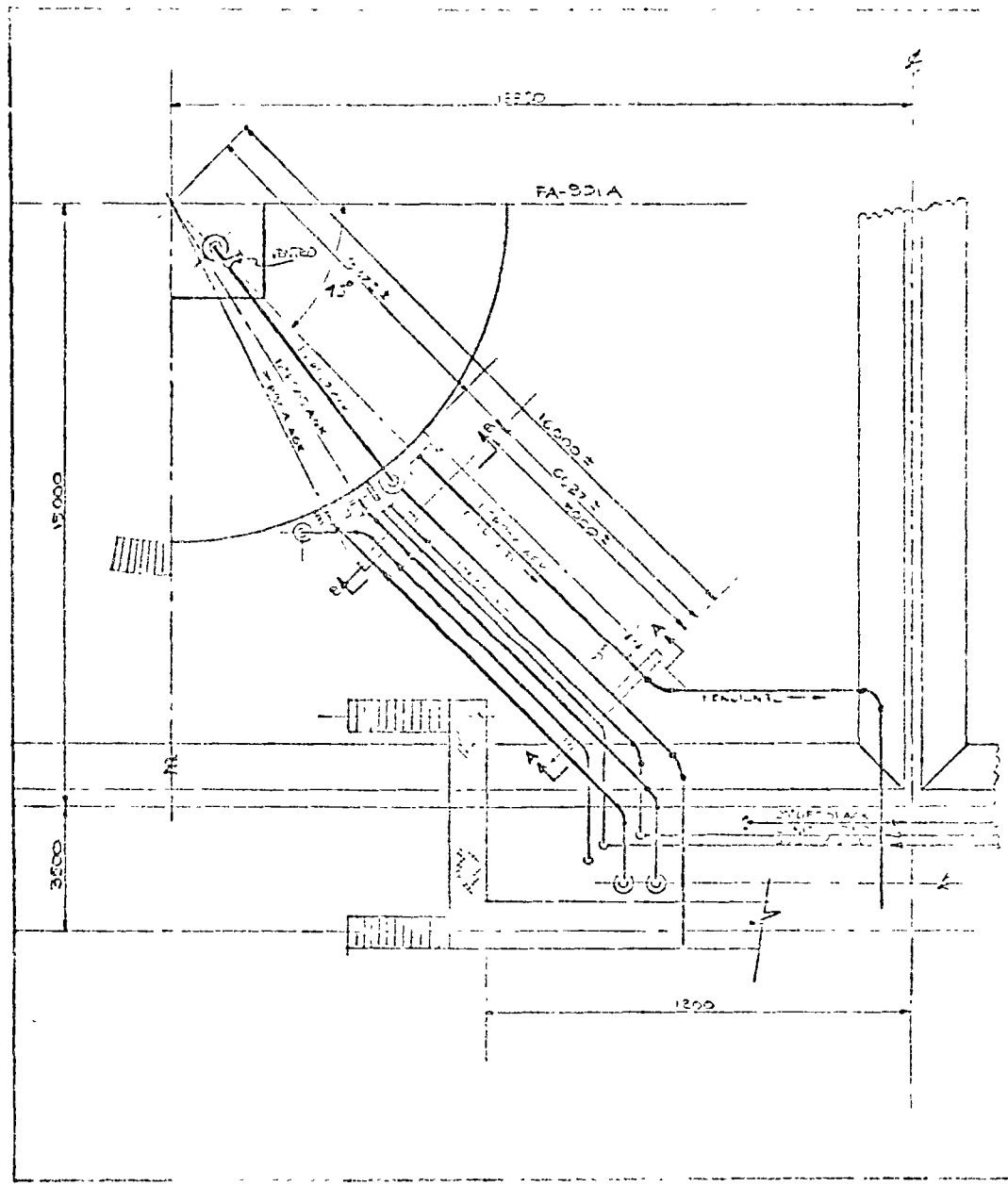
VOLANTES  
EXTENSION  
TIPICOS



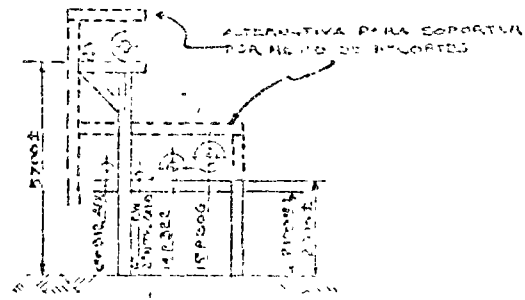
DESCRIPCION DE C.A.C.

DESCRIPCION DE T.M.T.

Fig. 1

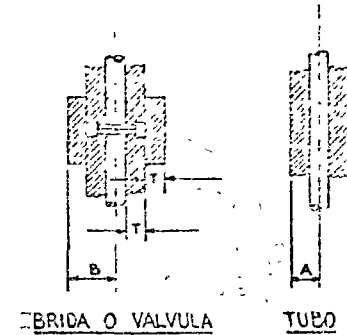
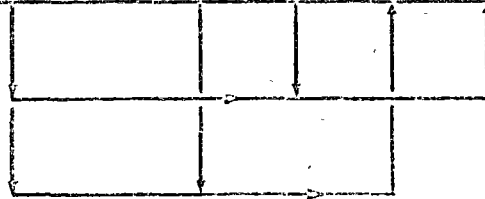


"SECCION B-B"



"SECCION A-A"

GUIA PARA DETERMINAR ESPACIOS Y ESPESORES PARA -153°F									
OD P.L.G. D	OD P.L.G. D	TAMANO	D. D. m.m.	OD m.m.	T INCHES	T m.m.	2T m.m.	A m.m.	B m.m.
		3/4"			4"	102			
		1"			4"	102			
		1 1/2"	51	25	4"	102		127	
		2"	60	30	4 1/2"	114		144	
210 105	191 96	3"	89	45	5"	127	254	172	299
	299 115	4"	114	57	5"	127	254	184	311
	279 140	6"	168	84	5 1/2"	140	280	224	364
	343 172	8"	219	110	6"	152	304	262	414
	406 203	10"	273	137	6 1/2"	165	330		467
	483 242	12"	324	162	6 1/2"	165	330	327	482
	533 267	14"	356	178	6 1/2"	165	330	343	508
	597 299	16"	406	203	7"	178	356	381	559
	635 318	18"	457	229	7"	178	356	4	585
	699 350	20"	508	254	7"	178	356	432	610
	813 407	24"	610	305	7 1/2"	191	382	496	687



GUIA PARA TUBERIAS C/AISLAMIENTO

PROCEDIMIENTO PARA LA VERIFICACION DE  
DIAGRAMAS CONTRA DISEÑO DE TUBERIA.

ELABORADO POR:  
ING. HUMBERTO COVARRUBIAS URQUIZO.

I N D I C E

1.- DEFINICION

2.- OBJETIVO

3.- PROCEDIMIENTO

4.- INFORMACION.



## 1.- DEFINICION.

La verificación de Diagramas contra Diseño de Tubería, es la confirmación de la secuencia propia del flujo, la localización correcta de accesorios e implementos de tubería, claves en la operación así como los Servicios Auxiliares de control y seguridad contenidos en un proyecto.

## 2.- OBJETIVO.

La verificación de Diagramas contra Diseño de Tuberías, cubre los requerimientos de flujo, operación, control y seguridad indicados en los diagramas de tubería de Proceso y Servicios Auxiliares, así como en la lista de líneas (última edición), que relacionan entre si los equipos que integran la planta, de acuerdo con los dibujos de localización de equipo y tubería.

## 3.- PROCEDIMIENTO

3.1.- Las consideraciones de este Procedimiento afectarán exclusivamente a:

- I.-) Las Tuberías (cabezales y ramales)
- II.-) Los Equipos (rotatorio y recipientes).

### 3.1.1.- Tuberías.

En las Tuberías se verificará lo siguiente:

- a) Sentido de flujo

- b) Diámetro
- c) Servicio
- d) Número
- e) Especificación
- f) Origen y Destino
- g) Aislamiento (si lo lleva o no)

Así como la ubicación de:

- I).- Bridas de orificio
- II).- Venturis
- III) Rotámetros
- IV) Mirillas de Cristal
- V) Estaciones de Control (válvulas de control)
- VI) Válvulas de seguridad
- VII) Válvulas de Compuerta, Retención, Globo, Aguja, etc. etc.
- VIII) Filtros
- IX) Bridas Reversibles (fig.B)
- X) Manómetros
- XI) Termómetros
- XII) Conexiones de Muestreo
- XIII) Reducciones (cambios de diámetro)
- XIV) Cambios de Especificación
- XV) Trampas de Vapor
- XVI) Conexiones para Alarmas
- XVII) Bridas para Mantenimiento Indicadas.
- XVIII) Orificios de Restricción
- XIX) Drenajes y copas de Drenaje Indicados.

NOTA: SI UNA VALVULA DE CONTROL ES OPERADA POR UN CONTROLADOR DE NIVEL DE LIQUIDO DEBERA ESTAR LOCALIZADA DE MODO QUE EL VIDRIO DE NIVEL SEA VISIBLE DESDE ESE PUNTO.

EN ESTA UBICACION SE VERIFICARA LA CODIFICACION QUE PARA ACCESORIOS E INSTRUMENTOS INDICAN LOS DIAGRAMAS.

### 3.3.- Equipos.

Los equipos son de dos tipos

- a) Recipientes de almacenamiento, acumuladores o de paso y de proceso.
- b) Rotatorio como Moto-Bombas, Turbo-Bombas, Moto-Compresores, Turbo-Compresores, Expansores, Solo Aires, etc. etc.

En los recipientes se verificará lo siguiente:

- I) Las líneas preidentificadas deberán conectarse en la boquilla o boquillas indicadas en los diagramas confirmandose su correcta instalación.
- II) Los instrumentos como Termómetros, Manómetros, Conexiones para Alarma y Columnas de Nivel se identificarán y confirmarán en su correcta instalación.
- III) Boquillas para entrada de Hombre, Muestreo, Venteo, Drenaje y Limpieza se identificarán

... y confirmarán en su correcta instalación.

IV) Se confirmarán las elevaciones obligadas

para recipientes que el departamento de -

Diseño de proceso proporciona en los DT'S.

V) Se confirmarán las especificaciones de las

Bridas compañeras en las boquillas de los -

recipientes así como en las válvulas de - -

hierro fundido de 125 # C.P. En donde se em

plearan Bridas de acero con cara plana.

En los equipos Rotatorios se verificará lo siguiente:

I) Bombas.

a) Las bombas de desplazamiento positivo debe-  
ran tener una válvula de relevo y un By-Pass

(desvío) desde la línea de descarga a la de  
succión. Localizar la válvula de relevo en-  
tre la bomba y su válvula de bloqueo.

b) En bombas reciprocantes, se deberá mantener  
espacio libre de tuberías en la cubierta de  
de la caja de válvulas.

c) Para bombas que manejen hidrocarburos líqui-  
dos en su punto de ebullición (butano, pro-  
pano; etc.) investigar si se requiere la --

instalación de una cámara de compensación -

en la boquilla de la succión (si no se mues

tra); en tal caso, la cámara deberá tener -

un venteo que deberá retornarse al recipien

te del cual se succiona.

- d) Las líneas de succión y descarga en las bombas se confirmaran en su correcta instalación.
- e) Las válvulas de bloqueo en la succión y en la descarga deberan ser accesibles para su operación, evitando el empleo de cadenas o vastagos de extensión de ser posible.
- f) Cuando la fuente de alimentación a una bomba este localizada abajo del eje de la misma . La línea de succión se instalará, con pendiente hasta la boquilla de succión, evitándose bolsas o trampas.
- g) Cuando se reduzca el diámetro de la línea - en la boquilla de succión de las bombas se emplearan reducciones excéntricas con la cara plana dispuesta hacia arriba.
- h) Las líneas de succión se proyectaran lo más cortas y directas posible, cuidando los requisitos de flexibilidad en líneas críticas (alta o baja temperatura).

OBSERVACION:

La flexibilidad se confirmará con los isométricos aprobados por el departamento de Análisis de Esfuerzos.

- i) Las válvulas en líneas de succión a bombas

deberán tener un diámetro más que el de la boquilla de succión. En caso de que sea mayor se deberá checar con los Ingenieros de Proyecto.

j) Las válvulas en líneas de descarga de bombas deberán localizarse lo más cerca posible de la boquilla de descarga.

k) El diámetro de la válvula deberá ser el mismo que el de la boquilla de descarga, o bien de un diámetro intermedio entre dicha boquilla y el diámetro de la línea. (checar con los Ingenieros de Proyecto).

l) Las bombas centrifugas deberán tener una válvula de retención (check) en la línea de descarga entre la bomba y su válvula de bloqueo. El diámetro de la válvula de retención deberá ser el mismo de la válvula de bloqueo.

## II) Turbinas de Vapor.

Siendo la turbina un motor empleando en las plantas Petroquímicas y Refinerías para accionar bombas, -- compresores, expansores y cualquier otro tipo de máquina que requiera de su trabajo, frecuentemente se le encontrará en diversos tipos y capacidades, verificándose esencialmente lo siguiente:

- a) Que las líneas de alimentación y salida se instalen en las boquillas correspondientes.
- b) Que exista un filtro en la boquilla o cerca de la boquilla de alimentación.
- c) En caso de que la boquilla de salida de la turbina descargue a un condensador de superficie se confirmará la correcta orientación e instalación de las boquillas.
- d) Las válvulas de bloqueo para la alimentación y salida de la turbina deberán ser de fácil operación.
- e) Deberá ser fácil el acceso a la turbina.

### III) Compresores.

- a) Se confirmará la correcta instalación de -- las líneas de alimentación y salida sobre sus boquillas correspondientes.
- b) Si el compresor es de varios pasos se con-firmará la correcta instalación de la línea de alimentación principal, las alimentaciones de las etapas intermedias así como la - de la salida sobre sus correspondientes boquillas.
- c) La ubicación de los compresores deberá reu-  
nir los siguientes requisitos:

1.- Proporcionará fácil acceso a cual  
quiera de sus partes, sobre todo -

las que requieren mantenimiento.

2.- Su orientación estará de acuerdo con el lugar de instalación (ya sea en el patio o dentro de estructuras) considerando los medios, para el mantenimiento, como gruas viajeras o winches.

d) Deberá existir una válvula Check entre las boquillas de descarga y la primera válvula de bloqueo.

#### 4.- INFORMACION .

Esta se refiere al proyecto que se verifica:

- a) Diagramas de Tubería e Instrumentación.  
Ultima Edición.
- b) Lista de Líneas.  
Ultima Edición.
- c) Copia de Recipientes y Equipos.  
Ultima Edición.
- d) Copia de los Dibujos de Diseño de Tuberías.  
(Plantas y Detalles.)  
Ultima Edición.
- e) Plano Clave de Tuberías.
- f) Especificaciones de Materiales.
- g) Índice de Instrumentos.



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.  
The second part of the  
document discusses the  
measures that the  
government has taken to  
address these problems.

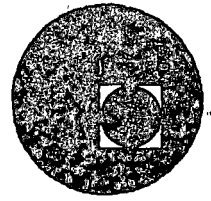
The third part of the document  
discusses the results of  
these measures and the  
prospects for the future.

The fourth part of the document  
discusses the role of the  
private sector in the  
economy and the  
measures that the  
government has taken to  
encourage its growth.  
The fifth part of the  
document discusses the  
role of the public sector  
in the economy and the  
measures that the  
government has taken to  
improve its efficiency.  
The sixth part of the  
document discusses the  
role of the financial sector  
in the economy and the  
measures that the  
government has taken to  
strengthen its supervision.





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



## ANÁLISIS Y DISEÑO DE TUBERIAS PARA PLANTAS INDUSTRIALES



M. en J. Francisco Aguilar López de Nava

Marzo 1977

BUVINGO NÓISEBOUTS ED OUNDO  
ESTABELEDU ZALTOAS EB NÓISEBIE  
MOMU ANAÍVTA EB ANAÍVTA

ANALISE BUCHE ANIM E LIPNU BUCHEVIT ANAÍVTA ANAÍVTA

ANALISE BUCHEVIT ANAÍVTA ANAÍVTA

ANALISE BUCHEVIT ANAÍVTA ANAÍVTA

ANALISE BUCHEVIT ANAÍVTA

ANALISE BUCHEVIT

## TRANSFERENCIA DE TECNOLOGIA

ADQUISICION Y DESARROLLO DE TECNOLOGIA PARA ANALIZAR:  
ESFUERZOS EN TUBERIAS Y EL COMPORTAMIENTO DINAMICO DE  
MAQUINAS ROTATORIAS.

( IV )

M. I. Francisco Aguilar López de Nova  
Jefe del Depto. Analisis de Esfuerzos  
y Dinámico de Máquinas  
Instituto Mexicano del Petróleo

## ANTECEDENTES

La realización de todo proceso químico ó petroquímico no sería posible, entre otras cosas, sin la utilización de los sistemas de tuberías, que en términos generales, constituyen más del 50% del equipo necesario en una planta.

El diseño de estos sistemas ha ido adquiriendo mayor importancia, debido a factores como: El uso cada vez más frecuente de altas temperaturas, la tendencia a usar equipo y tuberías de mayor capacidad, el empleo de tuberías de pared delgada, etc.

Existe una etapa bastante importante del proceso de diseño de tuberías conocida genéricamente como "Análisis de Esfuerzos", que en rigor debería llamarse análisis de flexibilidad, y cuyo propósito es obtener un trazo de tubería que ni provoque esfuerzos excesivos en la pared del tubo, ni reacciones muy grandes sobre los equipos que interconecta, es decir, que tenga flexibilidad adecuada. Como este campo era relativamente nuevo en México, principalmente debido a que ese tipo de Ingeniería se efectuaba anteriormente en el extranjero, fue necesario adquirir tecnología cuando el IMP inició sus labores en el área de Ingeniería de Proyectos.

Para este efecto, se contó en el año de 1967, con un período de entrenamiento teórico y práctico de un mes en las instalaciones de la Lummus Co. de Nueva Jersey, que en ese tiempo cooperaba con el IMP en la Ingeniería de la 2da. Planta de Etileno en Pajaritos, Ver.

Como resultado de ese entrenamiento, se logró un conocimiento más adecuado de

los diferentes aspectos del problema, tales como distintos tipos de análisis, criterios de selección y diseño de los diversos tipos de apoyos, nociones generales sobre el uso de juntas de expansión. Así mismo, se consiguió información sobre detalles típicos de soportes, refuerzos en boquillas, etc.

En virtud de que el diseño satisfactorio de un sistema de tubería involucra el cumplimiento simultáneo de distintas restricciones tanto de proceso, como de operación, etc., esto solo se logra, generalmente, mediante un proceso de "prueba y error", para lo cual es preciso tener un conocimiento completo de los factores que afectan a los momentos, fuerzas y esfuerzos que aparecen en un sistema de tubería, por ejemplo, es importante notar que el espesor de la tubería no tiene un efecto significativo en los esfuerzos de flexión debidos a la expansión, pero afecta las fuerzas y momentos en proporción directa. En contraste con el problema típico de esfuerzos, la existencia de esfuerzos mayores a los permisibles no puede remediarse simplemente aumentando el espesor, ya que con esto solo se logra incrementar las fuerzas y momentos.

Si el analista de esfuerzos encuentra que el trazo es inadecuado, ya sea debido a que los esfuerzos calculados exceden a los permisibles, ó a que las reacciones sobre los equipos, específicamente bombas y compresoras, son mayores que las que recomienda el fabricante, ó en raras ocasiones porque el sistema es innecesariamente flexible, y hay desperdicio de material, ó pérdidas excesivas por presión, el trazo se devuelve al diseñador con las modificaciones pertinentes y de ser necesario, se repite el proceso descrito.

La flexibilidad de una línea puede incrementarse:

a) Utilizando la flexibilidad inherente de la tubería misma, mediante cambios de

dirección ó a base de codos, ondas de expansión, etc., tratando de poner la mayor parte de la tubería en torsión y flexión (hay que evitar los esfuerzos directos, tensión y compresión).

- b) Utilizando aditamentos contruídos exprofeso, como juntas de expansión, ya sea del tipo deslizante (slip-joint), ó del tipo de corrugaciones ( bellows).

### CARACTERISTICAS DEL PROBLEMA

En el análisis de flexibilidad de cualquier sistema de dimensiones, configuración y material dados, sometido a un número de ciclos de temperatura específico, están involucrados los siguientes pasos:

- 1.- Deben conocerse algunas propiedades físicas del material, tales como coeficiente de expansión, módulo de elasticidad, relación de Poisson, esfuerzos de cedencia ó flujo plástico y límite de endurecimiento por deformación.
- 2.- Deben hacerse hipótesis respecto a las dimensiones, principalmente las de las secciones transversales, ya que debido a tolerancias de fabricación e incertidumbre de los efectos de corrosión o erosión, hay que usar dimensiones nominales.
- 3.- Es necesario evaluar las restricciones en los extremos, aunque en general, la práctica es considerar empotramientos en los equipos, principalmente debido a la falta de datos, respecto a la flexibilidad de los mismos. Sin embargo, es necesario considerar realísticamente las expansiones ó movimientos de los equipos para su inclusión en el análisis.
- 4.- Es preciso determinar la importancia de las diferentes formas de restricciones intermedias. Las restricciones introducidas por guías, apoyos direccionales ó anclas, deben incluirse en los análisis, restricciones secundarias como fuerzas de fricción en los soportes ó los introducidos por resortes, generalmente se -

desprecian, sin embargo, esta práctica no debe extenderse a sistemas cuyo peso es grande en relación a su rigidez.

- 5.- Deberá seleccionarse un método de análisis, de acuerdo a la importancia del sistema en estudio, éste puede ser analítico en sus versiones aproximada ó exacta, gráfico por medio de tablas, mediante ensaye de modelos, ó por comparación con configuraciones analizadas con anterioridad. Cuando se utilizan soluciones aproximadas, es necesario estimar el orden de magnitud de los errores involucrados.
- 6.- Finalmente, deberá hacerse la comparación de los esfuerzos obtenidos con los límites permisibles, en lo que respecta al material de la tubería, éstos vienen perfectamente definidos en el reglamento ASA B.31.3 American Standard Code for Pressure Piping, sin embargo, en lo relativo a fuerzas permisibles sobre los equipos interconectados, se deja a juicio del diseñador ó a los datos que en algunos casos proporcionan los fabricantes de equipo.

Respecto a este último punto se insistirá más adelante.

El problema básico de determinar los efectos que produce la temperatura en un sistema de tubería, no involucra el uso de teorías demasiado complejas, sin embargo, aún en los casos más simples, es necesario efectuar una cantidad muy considerable de operaciones aritméticas, además de tener en cuenta el orden secuencial en que deben llevarse a cabo.

Existen en la literatura correspondiente, varios métodos de análisis de flexibilidad, que por lo general son aplicación en forma tabular del método de análisis estructu



ral, llamado del centro clásico, estos métodos adolecen de dos defectos principales:

- a) Se vuelven inmanejables en problemas complejos, por la infinidad de tablas que hay que llenar, p.e.j., el método recomendado en el libro "Design of Piping Systems" de la M. K. Kellogg requiere para un sistema relativamente complejo el llenado de 14 tablas y la solución de un sistema de 12 ecuaciones simultáneas.
- b) Se pierde el contacto físico con el problema y no se tiene una forma sencilla de verificar los cálculos. Por otra parte, el análisis de estas estructuras presenta ciertas peculiaridades, debido a la presencia de diversos componentes locales que afectan la flexibilidad del sistema, tales como codos, válvulas, reducciones, juntas de expansión, etc.

Regresando al tema de fuerzas y momentos permisibles en boquillas de equipo delicado, como bombas, compresores, etc., que consideramos de primordial importancia, ya que en general, son los que rigen el diseño del sistema de tubería, podemos decir que durante muchos años la ausencia de datos del fabricante, ha conducido a los diseñadores de tubería a usar diversas aproximaciones para limitar las reacciones sobre estos equipos. Sin embargo, esta no se puede considerar como una práctica racional, ya que no toma en cuenta las particularidades de cada equipo, y aunque han aparecido en la literatura respectiva algunas fórmulas para determinar los efectos permisibles sobre boquillas, su aplicación a casos particulares es desalentador, ya que difieren hasta en 500%.

Se dan casos, en que mientras un fabricante especifica fuerzas permisibles nulas, --

otros establecen que su equipo soporta cargas equivalentes para los esfuerzos permisibles en la tubería.

Por consecuencia, en el primer caso, se tendrían que diseñar tuberías sumamente flexibles con sistemas de soporte muy elaborado, y en el segundo caso, se estarían imponiendo sobre el equipo fuerzas que pueden alterar considerablemente su funcionamiento. Surge entonces la necesidad de tomar acción conjunta entre diseñadores de tubería, analistas de esfuerzos y fabricantes de equipo para establecer reglas racionales al respecto, ó de otra forma, llevar a cabo mediciones en equipos funcionando para determinar los rangos REALES de fuerzas que pueden actuar sobre ellos sin alterar su buen funcionamiento.

#### APLICACIONES

Debido a las consideraciones anteriores, al decidir sobre el método de análisis a utilizar, nos inclinamos hacia el método de las flexibilidades utilizando notación y álgebra matricial, que como sabemos es una forma compacta y muy eficiente de representación y manejo de números, además de que permite considerar en forma sencilla algunos otros efectos como desplazamientos de los equipos interconectados, presfuerzos de montaje (cold-springs), restricciones al desplazamiento, etc.

Naturalmente, este método solo se recomienda para líneas que se consideren "críticas", ya que si los cálculos se efectúan "a mano", la labor y el tiempo requeridos son grandes, pues el número aproximado de operaciones para analizar una tubería típica es 12,000, por otra parte el método es muy adecuado para programarse.

Los programas de computadora actualmente en uso en la Subdirección de Ingeniería

de Proyectos del IMP, se han desarrollado en forma gradual, ajustándose por un lado, a las necesidades de trabajo, y por otro, a la computadora disponible.

En el apéndice, se presenta una breve descripción de los programas que incluyen datos de entrada, algunas peculiaridades del mismo, y los resultados que se obtienen. Cabe mencionar que los resultados de estos programas, se han comparado satisfactoriamente con los del programa del Service Bureau Center de la IBM de Nueva York, así como algunos otros resultados reportados en la literatura.

Hasta la fecha, el Depto. de Análisis de Esfuerzos, ha intervenido en el "Análisis de Esfuerzos" de las líneas de tuberías de las Plantas siguientes:

2a. Planta de Etileno de Pajaritos, Ver.

Recuperadora de Licuables de Pajaritos, Ver.

Recuperadora de Licuables de La Venta, Tab.

Almacenamiento de Etileno de Pajaritos, Ver.

Almacenamiento de Etileno de Tuxpan, Ver.

Fraccionadora de Gasolina de Minatitlán, Ver.

Tratamiento de Gas Amargo de Poza Rica, Ver.

Destilación Combinada de Salamanca, Gto.

Recuperadora de Licuables de Cd. Pemex, Tab.

Recuperación y Fraccionamiento de Etano y Licuables de Poza Rica, Ver.

De los cuales, las 6 primeras están en operación, y al parecer no han aparecido problemas graves en cuanto a flexibilidad y soporte de tubería se refiere.

La transferencia de tecnología en este caso, se ha efectuado mediante conferencias y pláticas con personal, tanto de PEMEX, como del Instituto, involucrados en este problema. Así mismo, se han presentado los siguientes artículos.

"ESFUERZOS TERMICOS EN UN SISTEMA DE TUBERIAS" Ing. Saúl De la Orta G., M. en I. Francisco Aguilar López de Nava. Subdirección de Ingeniería de Proyectos IMP.

"ANÁLISIS DE FLEXIBILIDAD EN SISTEMAS DE TUBERIAS" Ing. Francisco Aguilar López de Nava, Ing. Saúl De la Orta G. Departamento de Análisis de Esfuerzos de Ingeniería de Proyectos del IMP.

"SISTEMAS DE SOPORTES EN TUBERIA" Ing. Raúl Mendoza Mata, Ing. Arturo García García. Subdirección de Ingeniería de Proyectos del IMP.

El primero presentado en el 8º CONGRESO NACIONAL DE INGENIERIA.

El segundo en el I SEMINARIO INGENIERIA MECANICA PETROLERA.  
Primera Mesa Redonda  
Tuberías y Recipientes a presión.

## APENDICE

Programa ESFUE para análisis de flexibilidad en sistemas de tuberías.

### a) Descripción y Alcance:

El programa analiza líneas de dos y tres anclas, uno ó tres ramales hasta con 36 miembros cada uno (con posibilidad de ampliación según capacidad de la máquina en que se opere). Actualmente, está implementado para el sistema IBM 360-44. En líneas de un ramal, acepta restricciones intermedias al desplazamiento en tres direcciones. Analiza hasta tres condiciones de operación, por ejemplo: afecto de temperatura en la línea, movimientos de boquillas y la combinación de ambas. El programa emplea el método de las flexibilidades en forma matricial y está constituido de un programa principal y varias subrutinas con funciones específicas tales como; inversión de matrices, generación de matrices de flexibilidad local, transporte y giro de fuerzas, cálculo de esfuerzos, etc.

### b) Entrada de Datos.

b.1) Incrementos de coordenadas con cierta secuencia, de todos los puntos que definan cambios de dirección, localización de válvulas (internamente calcula coordenadas de los puntos iniciales y finales de tramos rectos, codos y válvulas).

### b.2) Propiedades de Tubería.

Diámetro, espesor, radio de codos, factor de flexibilidad de codos, momento de inercia de la sección, etc.

### b.3) Propiedades del Material.

Módulo de Elasticidad, coeficiente de expansión termica, temperatura de operación, etc.

b.4) Datos varios.

Localización de puntos con restricción, condiciones de operación, movimiento de boquillas, puntos donde se pida cálculo de desplazamientos, etc.

c) Salida de Resultados. En forma tabulada proporciona los siguientes datos:

c.1) Datos generales de identificación.

c.2) Todos los datos de entrada, anteriormente descritos, para su verificación

c.3) Fuerzas y momentos en cada punto.

c.4) Desplazamientos en los puntos que se especificaron.

Programa E7109 para Análisis de Esfuerzos en líneas de anclas múltiples.

a) Descripción y Alcance:

Con este programa se pueden analizar sistemas de tubería de tres líneas, hasta de tres ramales cada una. Se utiliza el método de las flexibilidades y mediante un proceso de inversión y reinversión de matrices, se obtienen los desplazamientos del punto ramal común, convirtiendo así el sistema original en varios, de dos ó tres anclas, que se manipulan en forma análoga a como se hace en el programa ESFUE.

b) Entrada de Datos.

b.1) Generalmente, en sistemas de tuberías de anclas múltiples habrá tubos con diferentes diámetros y cédulas, por este motivo, primeramente se establecen las relaciones entre las inercias de todos los componentes. Se definen también el número de ramales y miembros de cada línea.

b.2) Propiedades Geométricas.

Se proporcionan propiedades tales como: diámetro, espesor, momento de inercia, radio de codos, etc.

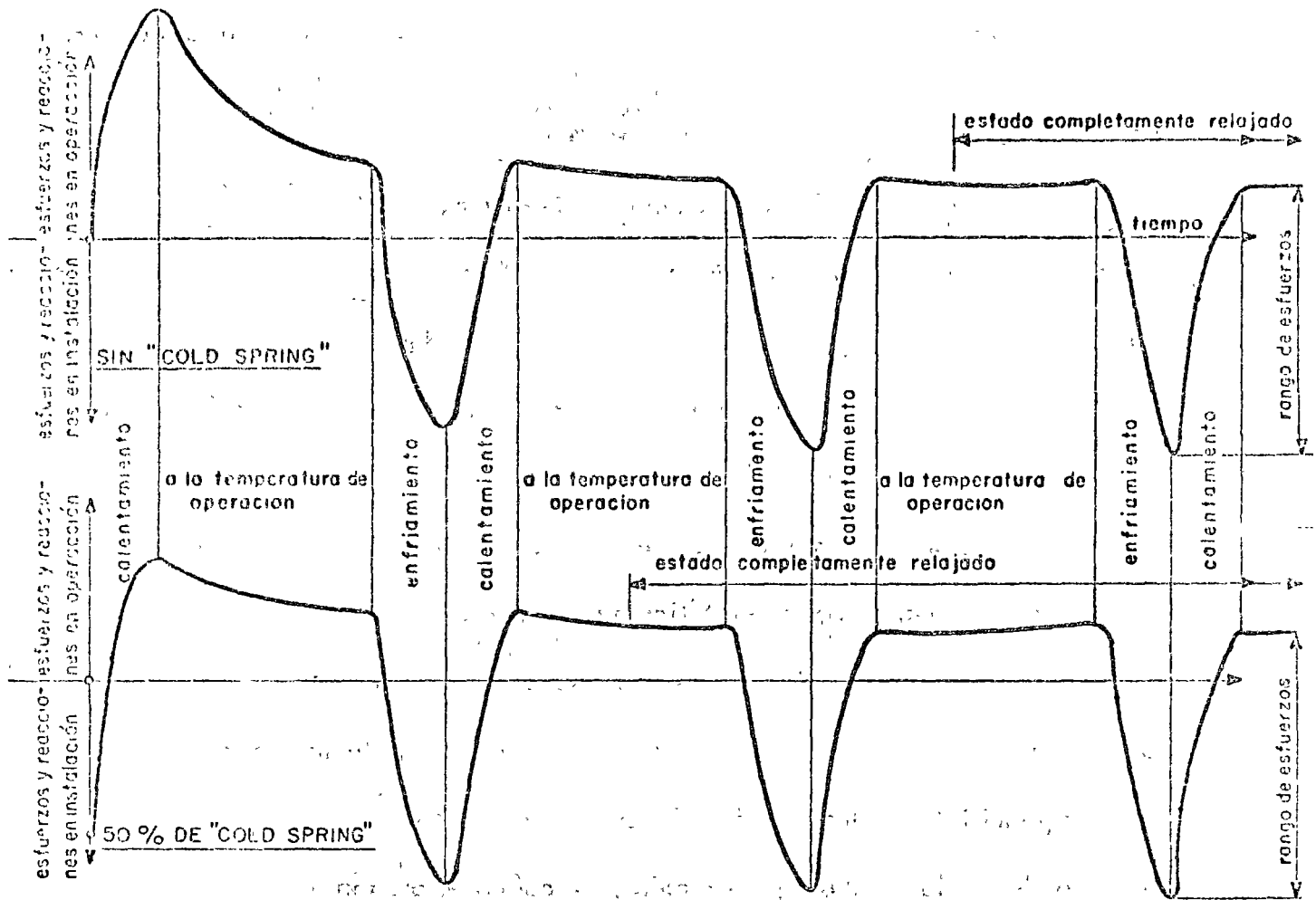
b.3) Propiedades del material y de operación, tales como: módulo de elasticidad, coeficiente de expansión térmica, y temperatura.

b.4) En forma similar el programa ESFUE se define la configuración del sistema, proporcionando coordenadas de puntos con cambios de dirección y válvulas.

c) Resultados:

Se obtienen en forma tabulada las fuerzas y momentos flexionantes, así como los esfuerzos en cada uno de los puntos dados.

A la fecha, se puede ampliar este programa e implementarlo en el sistema IBM 360-44, con objeto de obtener también desplazamientos e introducir también -- restricciones intermedias.



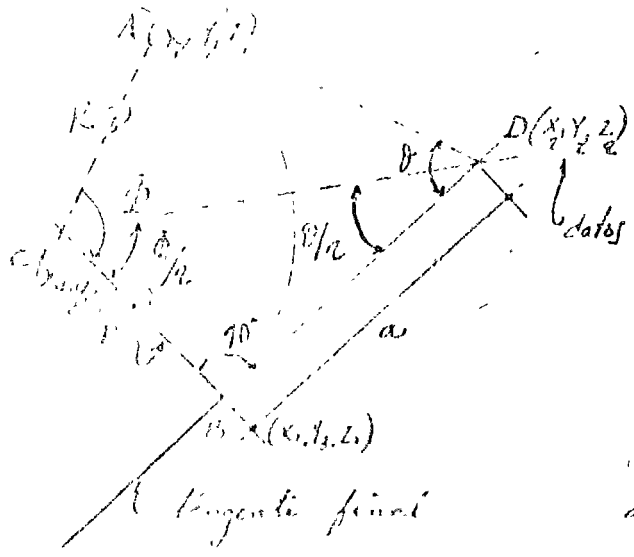
**FIG. 1 EFECTOS DEL TIEMPO EN ESFUERZOS Y REACCIONES**



Para el análisis de un sistema de tubería será necesario considerar los siguientes factores:

- 1) Temperatura del agua en la prueba hidrostática
- 2) Temperaturas máxima y mínima de operación del sistema
- 3) Ciclos de regeneración de calor durante la operación
- 4) Si el sistema será purgado con gas caliente para su secado
- 5) Si el sistema en el estado estático o de reserva estará expuesto a radiación de calor de fuentes tales como: el sol, hornos, etc.
- 6) Si el sistema estará expuesto a temperaturas bajas por las condiciones ambientales, mientras se encuentra en estado estático o de reserva.
- 7) Desplazamientos diferenciales por las condiciones del terreno
- 8) Si la localización de boquillas del equipo interconectado es la más adecuada.
- 9) Fuerzas permisibles en las boquillas del equipo conectado
- 10) Si son problema las pérdidas por fricción y las caídas de presión
- 11) Si existe estructura de apoyo cercana, y si ésta es capaz de soportar los efectos de anclaje u otro tipo de apoyos





Del triángulo  $\widehat{ACD}$   $\frac{\phi + \theta}{2} = 90^\circ$ ;  $\phi = \pi - \theta$

$\tan \frac{\theta}{2} = \frac{R}{a}$ ;  $|a| = R \cot \frac{\theta}{2}$

Las coordenadas de los puntos A y B se pueden obtener, a partir de las coord del punto de intersección de las 2 tangentes, del valor de  $|a|$  y de los cosenos directores de las tangentes inicial y final (que son datos) llamémoslas  $(y_{11}, y_{12}, y_{13})$  y  $(y_{21}, y_{22}, y_{23})$  inicial final

Como el producto escalar  $y_{11}y_{21} + y_{12}y_{22} + y_{13}y_{23}$  obtenemos el coseno del ángulo  $\phi$  formado por las 2 líneas es decir;  $\cos \theta$  además  $\cos \theta = \sqrt{1 - \cos^2 \theta}$   
 $\cot \frac{\theta}{2} = \frac{1 + \cos \theta}{\sin \theta}$  de modo que:  $|a| = R \frac{(1 + \cos \theta)}{\sqrt{1 - \cos^2 \theta}}$

El ángulo subtendido por el arco vale:  $\phi = \pi - 2 \tan^{-1} \frac{R}{a} = \pi - 2 \sin^{-1} \frac{R}{(1 + \cos \theta)}$

Las coordenadas de los puntos A y B se obtienen de la siguiente manera

$x_1 = x_2 - |a| y_{11}$        $y_1 = y_2 - |a| y_{12}$        $z_1 = z_2 - |a| y_{13}$

$x_3 = x_2 + |a| y_{21}$        $y_3 = y_2 + |a| y_{22}$        $z_3 = z_2 + |a| y_{23}$

o continuación es necesario calcular las coordenadas del centro del (círculo) arco  $\theta$  doblez.

La ec. del plano del arco es función de los puntos A, D y B es:

$$\begin{vmatrix} x & y & z & 1 \\ x_1 & y_1 & z_1 & 1 \\ x_2 & y_2 & z_2 & 1 \\ x_3 & y_3 & z_3 & 1 \end{vmatrix} = 0$$
      ó       $Ax + By + Cz + D = 0 \dots (1)$  siendo  $A = \begin{vmatrix} y_1 & z_1 & 1 \\ y_2 & z_2 & 1 \\ y_3 & z_3 & 1 \end{vmatrix}$

$B = - \begin{vmatrix} x_1 & z_1 & 1 \\ x_2 & z_2 & 1 \\ x_3 & z_3 & 1 \end{vmatrix}$        $C = \begin{vmatrix} x_1 & y_1 & 1 \\ x_2 & y_2 & 1 \\ x_3 & y_3 & 1 \end{vmatrix}$       y       $D = - \begin{vmatrix} x_1 & y_1 & z_1 \\ x_2 & y_2 & z_2 \\ x_3 & y_3 & z_3 \end{vmatrix}$

La ec. de un plano también puede definirse por su normal y un punto con  $y_{11}, y_{12}$  y  $y_{13}$  los cosenos directores de la normal y  $x_1, y_1, z_1$  coord del punto entonces la ec. del plano es:  $(x - x_1)y_{11} + (y - y_1)y_{12} + (z - z_1)y_{13} = 0$   
 y del otro es:  $(x - x_3)y_{21} + (y - y_3)y_{22} + (z - z_3)y_{23} = 0$ , las coord. del punto buscado se encuentran en la intersección de los 3 planos (... (1), (2) y (3))

Intersección de circunferencias homocéntricas simultáneas de 3

dimensiones, o programa de estas sean:

$$A_1 x + B_1 y + C_1 z + D_1 = 0$$

$$A_2 x + B_2 y + C_2 z + D_2 = 0$$

$$A_3 x + B_3 y + C_3 z + D_3 = 0$$

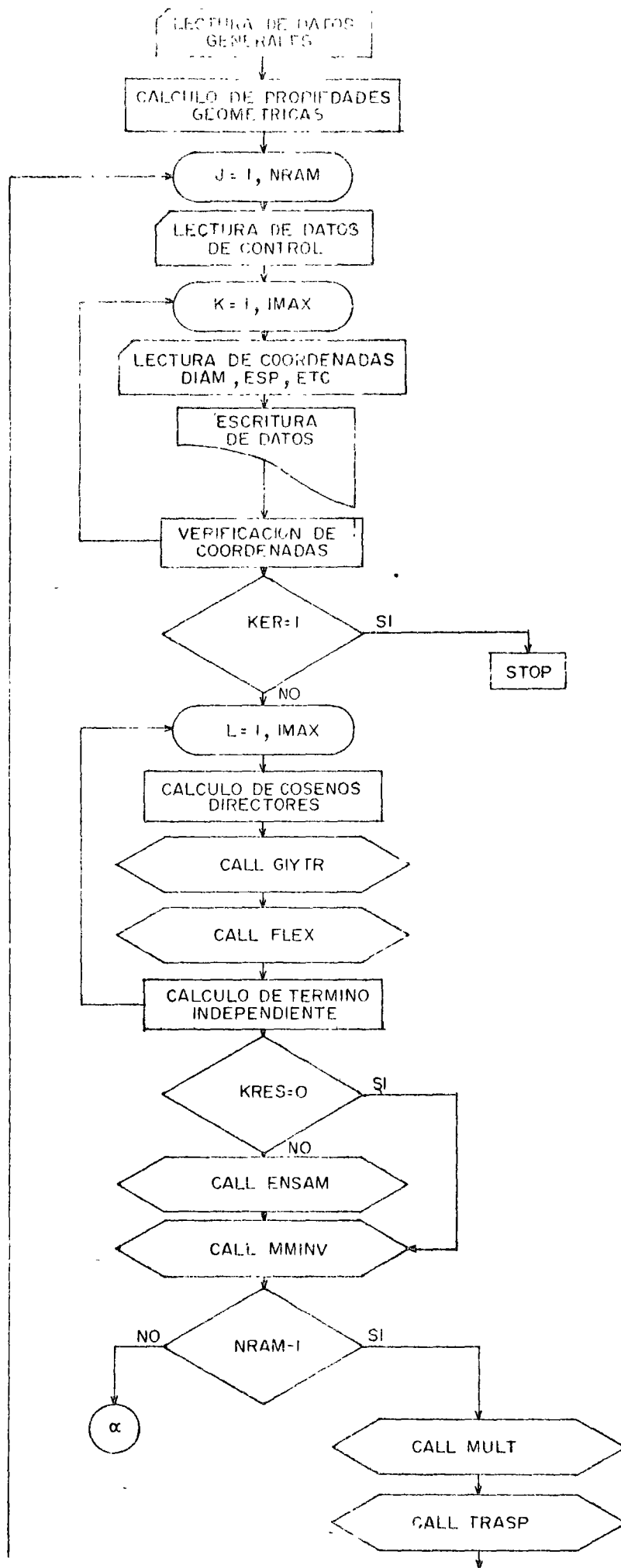
matricialmente

$$\begin{bmatrix} A_1 & B_1 & C_1 \\ A_2 & B_2 & C_2 \\ A_3 & B_3 & C_3 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x \\ y \\ z \end{Bmatrix} = - \begin{Bmatrix} D_1 \\ D_2 \\ D_3 \end{Bmatrix}$$

$$\begin{Bmatrix} x \\ y \\ z \end{Bmatrix} = - \begin{bmatrix} A_1 & B_1 & C_1 \\ A_2 & B_2 & C_2 \\ A_3 & B_3 & C_3 \end{bmatrix}^{-1} \begin{Bmatrix} D_1 \\ D_2 \\ D_3 \end{Bmatrix}$$

con las soluciones de estas ecuaciones se obtienen las coordenadas del centro de la

circunferencia  $C(x, y, z)$  por una vez determinadas sus coordenadas particulares como se muestra anteriormente



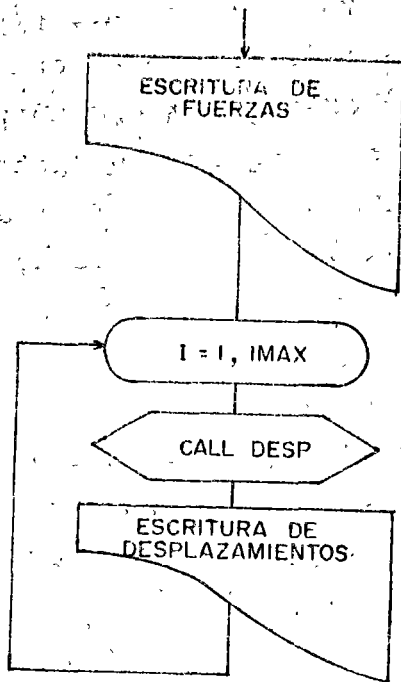


DIAGRAMA DE FLUJO  
PROGRAMA PARA ANALISIS DE FLEXIBILIDAD EN TUBERIAS

## METODOS ANALITICOS

En la Tabla I, se muestran las cargas, propiedades de los materiales y tipo de análisis estructural que es necesario considerar en el diseño de tubería y sus componentes por fallas, de formaciones y cargas sobre el equipo que interconectan

Los objetivos de un análisis de flexibilidad de tubería son:

1. Verificar si alguna de las componentes del sistema están sobre esforzadas para todas las condiciones de carga que es posible esperar.
2. Revisar si los elementos mecánicos, impuestos por la tubería sobre el equipo interconectado no son excesivos.

Las cargas que normalmente se consideran son:

- a) Peso propio por las componentes, líquido que conduce el aislamiento.
- b) Viento y/o sismo
- c) Movimiento del equipo interconectado
- d) Cambios de longitud de la tubería, debidas a cambios de temperatura
- e) Excitaciones inducidas por el equipo interconectado

El análisis de un sistema de tubería depende tanto de su trazo geométrico, como del tipo y localización de los soportes; sin embargo, a su vez la información para el diseño de estos elementos se obtiene como resultado del análisis, por lo que en general el procedimiento es de tipo interactivo.

Tradicionalmente el análisis estructural de sistemas de tuberías se ha denominado "Análisis de Flexibilidad de Tuberías"; sin embargo, debe hacerse notar que esto se debe a que originalmente solo se utilizó el método de las flexibilidades por este tipo de cálculos; mientras que en la actualidad el método de las rigideces es la más popular.

En la Referencias de J.E. Brok, se encuentra una revisión amplia sobre el análisis de sistema de tubería, incluyendo 265 referencias al respecto. En la misma referencia se presenta la historia del desarrollo de los programas de computadora en existencia, -- hasta 1966.

TABLA I.

Factores involucrados en el diseño de componentes de tubería.

Requerimientos de Diseño - Evitar Fallas por:

- A) Ruptura dividida:
  - 1.- Carga única de corto tiempo. (Incluyendo fallas frágil)
  - 2.- Cargas repetidas. (Fatiga)
  - 3.- Carga prolongada a alta temperatura. (Ruptura por Creep)
  - 4.- Combinaciones de las anteriores.
- B) Deformación excesiva que producirá:
  - 1.- Fugas en asientos de válvulas.
  - 2.- Atascamiento de mecanismos de válvulas.
  - 3.- Fugas en juntas bridadas.
- C) Cargas excesivas en equipo conectado que produzcan:
  - 1.- Ruptura del equipo.
  - 2.- Sobrecarga en chumaceras de equipo rotatorio.
  - 3.- Desalineamiento y modificaciones a los claros libres de partes rotatoria, con posible daño a estas.

Cargas.

- 1.- Presiones internas. (Operación y prueba)
- 2.- Fuerzas de expansiones térmicas.
- 3.- Fuerza propia
- 4.- Gradientes termicos
- 5.- Vibración
- 6.- Cargas en *Bridas* (Juntas bridadas)
- 7.- Cargas concentradas (Válvulas)
- 8.- Golpe de ariete.

Propiedades de Material.

- 1.- Módulo de elasticidad
- 2.- Relación de Poisson
- 3.- Resistencia última
- 4.- Esfuerzo de fluencia.
- 5.- Esfuerzo de Creep
- 6.- Resistencia por fatiga
- 7.- Ductilidad
- 8.- Resistencia a la ruptura bajo cargas de larga duración.



Análisis.

a) Teórico.

1.- Comportamiento elástico

2.- Comportamiento plástico

b) Experimental.

Hasta 1970, la mayoría de este tipo de análisis se hacía en comportamiento elástico lineal, considerando al sistema de tubería como un conjunto de vigas rectas y curvas, incluyendo factores de intensificación de esfuerzos y flexibilidad para los tramos curvos.

Por lo general, no se consideraba factores de incremento de flexibilidad de otras componentes que en algunos casos pueden alterar las deformaciones de todo el sistema.

La solución analítica del problema general del análisis estructural en tres dimensiones, considerando restricciones intermedias impuestas por los diferentes tipos de apoyos, aunque básicamente es sencilla, involucra una gran cantidad de cálculos, efectuados de acuerdo a una secuela cuidadosa, aún para consideraciones simples.

Esto motivó que se desarrollaran diversos métodos simplificados para ser práctico el análisis de tuberías. El uso extensivo de las computadoras digitales y el desarrollo explosivo de los métodos matriciales, ha venido a facilitar el análisis elástico lineal de sistemas de tuberías, eliminando la necesidad de soluciones simplificadas.

En la actualidad, existen principalmente en Estados Unidos una multitud de programas para este fin, variando en detalles menores, tales como: máximo número de ramales, número de "loops", tipo de restricciones intermedias, etc.

Uno de los más ampliamente usados es el desarrollado por la Marina de los Estados Unidos, que se designa como M.E.C./21. El tamaño máximo de problema que puede manejar es de 99 ramales y/o 999 puntos nodales.

El tiempo de máquina empleado por elemento en una computadora IBM-7094, es de 0.05 minutos. El reporte de Griffin describe la aplicación del programa y sirve como manual del usuario. Este programa es manejado por "los Alamos Scientific Laboratory", "Los Alamos New Mexico 87544.

Otro programa bastante utilizado es el PIPE que distribuye Argonne National Laboratory, cuyas limitaciones son 100 nodos, 20 "loops", 25 cargas externas y 10 conjuntos de propiedades de mate

rial.

El "Service Bureau Corporation" es otro organismo que proporciona servicio de análisis de flexibilidad de tuberías, el programa que ofrecen tiene la ventaja de permitir una codificación sencilla, aún para configuraciones complejas de tubería.

La mayor parte de las compañías de Ingeniería Norteamericanas, - tales como Bechtel Co., C.F. Braun Co., Electric Boat Division - of General Dynamics, ESSO Research and Engineering, Fluor Corporation, M.W. Kellogg Co., etc. que se dedican a realizar ingeniería de proyecto, tiene sus propios programas de computadora que, por lo general, manejan en una forma confidencial.

A continuación se presentan algunas de las características principales de los programas de computadora existentes para análisis de flexibilidad de sistemas de tuberías.

Programa de Computadora "MS" de la Marina de los Estados Unidos de América

El programa MS fue diseñado para el cálculo de las deflexiones, reacciones y esfuerzos en sistemas complejos de tubería, incluyendo configuraciones de "loops" por efecto de expansiones térmicas, peso propio, presión interna y restricciones externas.

Todos los cálculos se efectúan de acuerdo a los requerimientos de ASA B-31.1, American Standard Code for Pressure Piping, publicado por la Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos ASME.

El desarrollo del programa original se inició en 1957, y fue escrito en lenguaje PRINT para una computadora IBM-705; en 1960, - el programa fue mejorado y el resultado se conoce como MS21.

Los laboratorios científicos de los Alamos fue la organización - que implementó la versión en FORTRAN para una IBM 7094, además - de convertir el lenguaje, depuró la versión existente.

Los Alamos escribió y distribuyó un reporte que es como el manual del usuario para este programa. La última versión denominada MS-21-S, incluye, entre otras cosas, los efectos de la presión

Interna y, en general, mayor capacidad de análisis; el manual publicado por San Francisco Bay Naval Shipyard, es un suplemento al reporte de los Alamos para el uso de este programa.

Durante muchos años, el libro de la M.W. Kellog, "Design of Piping Systems", ha sido el más utilizado en la solución de problemas de esfuerzos en tubería.

Sin embargo, la aplicación directa del método de Kellog o cualquiera de los métodos que utilizan coeficientes de influencia, conduce finalmente a manejar matrices de gran tamaño, lo que hace que el proceso sea un poco lento y costoso, particularmente cuando se realiza a mano o en una computadora lenta.

El método en que se basó este programa es el desarrollado por Borg en su artículo "An Introduction to Matrix Tensor Methods in Theoretical and Applied Mechanics, en el cual se calculan las matrices de rigidez y se invierten para obtener la matriz de flexibilidad de cada elemento.

Como las flexibilidades son aditivas, todas las matrices de flexibilidad de los elementos de un solo ramal pueden sumarse, reduciéndose a una matriz de  $6 \times 6$ , para cada ramal.

Un ramal se define como todos los elementos a partir de una ancla, hasta la siguiente ancla o punto de ramificación.

Una ancla es cualquier conexión de la tubería a algún equipo fijo o rotatorio, como un recipiente, condensador, turbina, etc.

Estos puntos se consideran fijos, excepto por el crecimiento debido a la temperatura de los equipos.

Mediante un procedimiento de inversión y reinversión, sin utilizar nunca matrices mayores a  $6 \times 6$ , el programa calcula las deflexiones del sistema progresivamente. A partir de ellas determina las fuerzas internas de restricción en los puntos ramales. El efecto de estas fuerzas de restricción se utiliza en cada ramal para determinar las deformaciones y fuerzas internas finales.

En configuraciones que incluyen circuitos cerrados o "loops", el programa proporciona una solución directa, aunque en este caso las matrices involucradas son de 6 veces el número de puntos ra-

males sobre el "loop", lo que aumenta considerablemente el tiempo de solución para estas configuraciones.

Se empleó bastante tiempo y esfuerzo para lograr que los datos de entrada fueran los más accesibles al diseñador en las etapas de diseño, de manera que la comunicación con el programa fuera lo más simple posible.

El programa tiene una subrutina de análisis para determinar si los datos de entrada están completos, pero no son redundantes y describen un sistema lógico de tubería; existen alrededor de 33 mensajes de diagnóstico que definen errores en los datos de entrada.

Algunos de ellos son únicamente informativos y no impiden que se efectúen la corrida, sin embargo, si existen errores fatales, la corrida se termina con un listado con los letreros de diagnósticos correspondientes.

El programa MS está limitado a la solución de problemas lineales en los cuales las deflexiones son directamente proporcionales a las cargas que actúan sobre el sistema, de manera que que todos los elementos de la tubería, así como las anclas, juntas y restricciones deben tener propiedades elásticas lineales. Por otra parte, las anclas o juntas flexibles no deben ser demasiado flexibles debido a la pérdida de precisión numérica, producida por la aritmética de la computadora que maneja un número limitado de dígitos. La última versión está escrita en aritmética de doble precisión para manejar la precisión.

El paquete de datos de entrada consiste en una tarjeta inicial con el título, el número necesario de tarjetas para describir el sistema de tubería, una tarjeta de terminación de cada problema y otra de final de la corrida.

En cada corrida de computadora, pueden incluirse cualquier número de problemas en secuencia.

La tarjeta de encabezado incluye 60 caracteres que se imprimen en la parte superior de cada página de los resultados y un conjunto de etiquetas que controlan la corrida del programa.

Una de estas etiquetas especifica si las dimensiones se darán en

en pies o en pulgadas, tanto en la entrada, como en la salida. Otras dos etiquetas en combinación determinan el tipo de cálculos que se van a hacer y el tipo de resultados.

Los tipos de cálculo que pueden especificarse son efectos separados o cualquier combinación de expansión térmica, peso propio y presión.

Cada conjunto de tarjetas de datos consiste exactamente de tres tarjetas, ninguna de las cuales puede omitirse, en donde cada conjunto describe de uno a tres elementos.

La información que se proporciona en cada una de las tres tarjetas varía según el tipo de elemento. En muchas ocasiones una tarjeta puede estar completamente blanca, excepto por el tipo y el número de tarjeta. En otros casos, todos los campos de las tarjetas deben contener información. Entre los datos que se proporcionan, se encuentran los siguientes:

- a) Una o más identificaciones del número de tipos de elementos
- b) Designación del ramal de localización del elemento
- c) Coordenadas del punto final de tramo de tubo
- d) Diámetro del tubo espesor y corrosión permisible
- e) Radio del codo
- f) Coeficiente de expansión en milésimas de pulgada por pulgada a la temperatura deseada
- g) Módulo de elasticidad
- h) Módulo de Poisson
- i) Peso por unidad de volumen de la tubería
- j) Presión interna
- k) Carga uniforme por unidad de long.
- l) Cosenos directores de la carga uniforme
- m) Factores de intensificación de esfuerzos si son diferentes a los que calcula el programa
- n) Otras coordenadas o cosenos directores requeridos en restricciones, anclas, juntas flexibles, válvulas, etc.
- o) Longitud de elementos especiales
- p) Propiedades de elementos especiales

- q) Datos de flexibilidad de anclas, juntas flexibles o restricciones.
- r) Coordenadas de restricciones
- s) Movimientos inducidos en las restricciones

La capacidad del programa para incluir una amplia variedad de elementos es lo que hace que sea extremadamente versátil por el tipo de sistemas que pueden analizarse.

Dentro de los elementos o componentes especiales que pueden incluirse, se encuentran:

1. Válvulas y otros elementos que son muy rígidos, comparados con el resto del sistema.
2. Elementos estructurales, tales como secciones roladas o fabricadas.
3. Elementos de forma irregular, cuyas propiedades se han determinado experimentalmente.
4. Combinaciones de los anteriores elementos

El listado de resultados es estandar y parcialmente dependiente de las etiquetas en la tarjeta de encabezado. En general, todas las tarjetas de entradas se enlistan para tener un registro permanente de la descripción del sistema, junto con sus mensajes de diagnósticos.

Al final se imprime un sumario de reacciones, fuerzas y momentos, así como en la verificación del equilibrio en los puntos ramales, lo que sirve como una indicación de la precisión de los cálculos. También se muestran las deflexiones y rotaciones, así como los esfuerzos equivalentes calculados de acuerdo al párrafo 622 del código ASA B31.1

$$S_E = \sqrt{S_F^2 + 4S_T^2}$$

en donde

$S_F = i M_F/Z$  esfuerzo resultante en flexión

$S_T = M_T/2Z$  esfuerzo total en torsión

- $Z$  = Módulo de sección de la tubería  
 $i$  = Factor de intensificación de esfuerzo  
 $S_z$  = Esfuerzo equivalente

Programa de Flexibilidad de Tuberías de la "Service Bureau Corporation"

El diseño de este programa fue gobernado por los siguientes objetivos:

1. Permitir la descripción efectiva del sistema de tubería más complejo posible.
2. Utilizar los últimos avances del análisis estructural y la computación electrónica.
3. Ofrecer a las compañías de Ingeniería un servicio rápido, económico y confiable.

La codificación es bastante sencilla y parte de un isométrico del sistema.

Para mayor claridad se describen varios términos utilizados en dicha codificación

Ancla (ANC).- Es el extremo de cualquier línea de tubería de un sistema, pudiendo estar fija o elásticamente restringida a desplazamiento o rotación. Permite la inclusión de desplazamientos prescritos y/o la matriz de interacción con la estructura o equipo conectado.

Terminal (TER).- Cualquier extremo de una línea que no sea ancla. También permite imponerle desplazamientos.

Punto Ramal (BRA).- Un punto interior de un sistema en el cual se unen más de tres líneas de tubería.

Punto No-Ordinario (NOP).- Un punto interior en el cual exista una restricción parcial al desplazamiento o una carga o momento concentrado.

Punto de intersección de tangentes (TIN).- Aplica solo a miembros curvos.

El isométrico para codificación debe contener suficiente informa



ción, incluyendo

1. Descripción completa de la geometría
2. Propiedades de los materiales en frío y en caliente
3. Distribución longitudinal de temperatura
4. Movimientos y flexibilidad de las anclas
5. Posición de restricciones y sus propiedades elásticas
6. Localización de válvulas y otros elementos rígidos

Es posible utilizar cualquier sistema de referencia cartesiano que sea "derecho", pudiendo localizar el origen en cualquier punto conveniente, no necesariamente sobre la tubería.

Para propósitos de identificación, todos los puntos pertenecientes del sistema deben numerarse, tales como: anclas, puntos --no-ordinarios, puntos ramales, interacción de tangentes, puntos inicial y final de miembros, curvas, puntos donde ocurra un cambio de diámetro, espesor, temperatura o material, puntos donde actúan fuerzas externas, concentradas, puntos en donde se desean resultados.

Los incrementos de coordenadas pueden darse en pies con decimales o pies y pulgadas. Las coordenadas de las anclas se utilizan como verificación de los datos, mediante la opción "Verificación de posición absoluta" (CAP).

La tolerancia en coordenadas es de 1/4 de pulgada; al principio del problema va una tarjeta de encabezado (HEP) y al final una de terminación (END), pueden incluirse tarjetas de comentarios y notas (COM) y (REM).

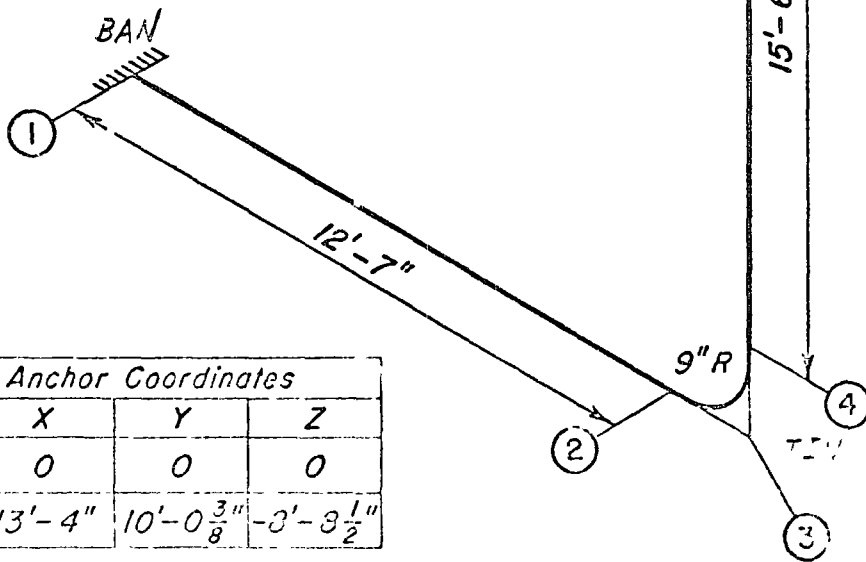
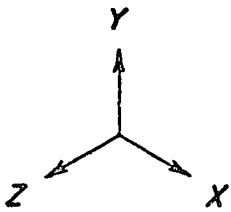
Respecto a los materiales, el programa tiene almacenados las propiedades del Código ASA B31.1, pags. 93 a 95, cuando se utilizan materiales contenidos en la lista siguiente.

Low Carbon Steel ( 3% C)	LCS
High Carbon Steel ( 3% C)	HCS
Carbon Molybdenium Steel	CMS
Low Chrome Moly Steel	LCM
Intermediate Chrome Moly Steel	ICM

Austenitic Stainless Steel	AUS
Straight Chrome Stainless Steel	SCS
25% Chromium-20% Nickel (Type 310)	310
Monel (67% Nickel, 3% Copper)	MON
Copper-Nichel (70% Cu, 30% Ni)	CON

A continuación se muestran dos ejemplos de codificación, el primero de una configuración muy simple y el segundo con diversas complicaciones, cinco anclas, un circuito cerrado, miembros rígidos, etc. para apreciar lo compacto de la codificación.

En cuanto a resultados, además de escribir los datos de entrada presenta un resumen de las fuerzas y momentos en las anclas y puntos ramales y un listado de los elementos mecánicos en cada punto, así como los desplazamientos y rotaciones.



Anchor Coordinates			
	X	Y	Z
①	0	0	0
⑪	13'-4"	10'-0 <sup>3/8</sup> "	-3'-9 <sup>1/2</sup> "

**NOTES:**

- 1) Line is Low Carbon Steel  
(Carbon Content < 0.3%)
- 2) Temperature of System is 380° F
- 3) All Pipe is 6" Sch. 40  
(O.D. = 6.625", W.T. = 0.280")

THE SERVICE BUREAU CORPORATION	
ILLUSTRATIVE SYSTEM No. 1	
DRAWN BY: G.H. 10-7-60	
CHECKED BY: <i>SP</i>	
DWG. NO. 542-1	SHEET 1 of 1

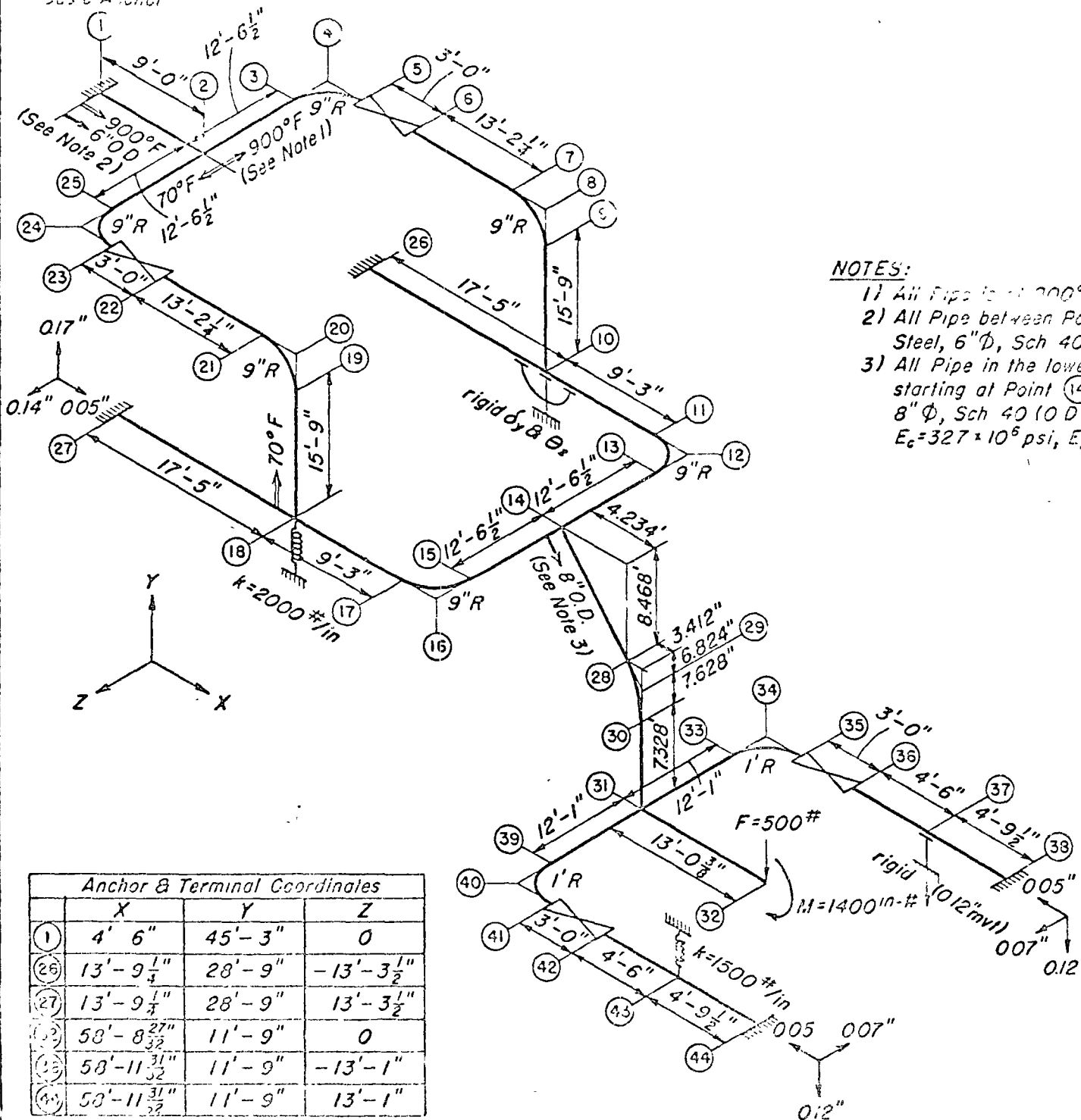
PIPING FLEXIBILITY ANALYSIS

TYPE	FROM	TO	FROM → TO			OUTSIDE DIAMETER	WALL THICKNESS	METAL CODE	OPERATING TEMPERATURE
			ΔX	ΔY	ΔZ				
			THE SERVICE BUREAU CORPORATION, 3/21/50 ILLUSTRATIVE PIPING SYSTEM NO. 1						
HED									
COM									
BAN		1							
		2	12-7			6.625	0.230	LCS 880	
TIN		3	0-9						
		4		0-9					
		5		15-6-3/8					
TIN		6		0-9					
		7			-0-9				
		8			-7-2-1/2				
TIN		9			-0-9				
		10		-0-9					
ANG		11		-6-3					
GAP		11	13-4	10-0-3/8	-8-8-1/2			Verification	
END									

PREPARED BY G.M.  
 CHECKED BY R.C.  
 PAGE 1 OF 1

REQUESTED BY H.K.  
 COMPANY \_\_\_\_\_

Basic Anchor



**NOTES:**

- 1) All Pipe is at 900° F except as shown.
- 2) All Pipe between Points ① and ⑲ is Low Carbon Steel, 6"  $\Phi$ , Sch 40 (O.D.=6.625", W.T.=0.237").
- 3) All Pipe in the lower Part of the System starting at Point ⑭ is Special Alloy Steel, 8"  $\Phi$ , Sch 40 (O.D.=8.625", W.T.=0.322").  
 $E_s = 327 \times 10^6$  psi,  $E_h = 291 \times 10^6$  psi,  $\alpha = 7.145 \times 10^{-6} / 100'$ ,  $\nu = 0.31$

Anchor & Terminal Coordinates			
	X	Y	Z
①	4' 6"	45' - 3"	0
⑲	13' - 9 1/4"	28' - 9"	-13' - 3 1/2"
⑲	13' - 9 1/4"	28' - 9"	13' - 3 1/2"
⑭	58' - 8 27/32"	11' - 9"	0
⑭	58' - 11 31/32"	11' - 9"	-13' - 1"
⑭	58' - 11 31/32"	11' - 9"	13' - 1"

THE SERVICE BUREAU CORPORATION

ILLUSTRATIVE SYSTEM No 3

DRAWN BY: G. H. 3-29-60  
 CHECKED BY: J. J. 3-30-60 W.A.

DWG NO 542-3      Sheet 1 of 1

PIPING FLEXIBILITY ANALYSIS

TYPE	FROM			TO			FROM → TO			OUTSIDE DIAMETER	WALL THICKNESS	METAL CODE	TEMP. RATING			
	1	2	3	4	5	6	7	8	9					ΔX	ΔY	ΔZ
	10	11	12	13	14	15	16	17	18							
BRA			18													
CAD			18					1	0	2000						
			19					15-9					70			
TIN			20					0-9								
			21					-0-9								
			22					-13-2-1/4								
			23					-3-0		RIGID						
TIN			24					-0-9								
			25						-0-9							
BRA			2						-12-6-1/2							
ANC	10		26					-17-5					900			
CAP			26					13-9-1/4	28-9	-13-3-1/2						
ANC	18		27					-17-5								
CAP			27					13-9-1/4	28-9	13-3-1/2						
MAN			27					0.05	0.17	0.14						
	14		28					4.234	-8.468		8.625	0.322	XXX			
TIN			29					0-3.412	-0-6.824							
			30						-0-7.628							
BRA			31						-7.328							
REN								CHECK VERT. DISPL. AT POINT 31 - NOT TO EXCEED 0.75 IN. DOWN								
TER			32					13-0-3/8								
CAP			32					58-8-27/32	11-9							
FOR	1		32					0	1	0	-500					
MOY	2		32					0	0	1	-1400					

PREPARED BY G.H.  
 CHECKED BY P.C.

PIPING FLEXIBILITY ANALYSIS

TYPE	FROM	TO	FROM → TO			OUTSIDE DIAMETER	WALL THICKNESS	METAL CODE	TEMPERATURE
			ΔX	ΔY	ΔZ				
				31	33				
TIN		34			-1-0				
		35	1-0						
		36	3-0			RIGID			
NOP		37	4-6						
CAD		37	0	1	0	RIGID	-0.12		
ANC		38	4-9-1/2						
CAP		38	58-11-3/32	11-9	-13-1				
MAN		38	-0.05	-0.12	0.07				
	31	39			12-1				
TIN		40			1-0				
		41	1-0						
		42	3-0			RIGID			
NOP		43	4-6						
CAD		43	0	1	0	1500			
ANC		44	4-9-1/2						
CAP		44	58-11-3/32	11-9	13-1				
MAN		44	-0.05	-0.12	-0.07				
END									

PIPING FLEXIBILITY ANALYSIS

TYPE	FROM	TO	FROM → TO			OUTSIDE DIAMETER	WALL THICKNESS	METAL CODE	TEMPERATURE
			ΔX	ΔY	ΔZ				
HED			THE SERVICE BUREAU CORPORATION, 3/21/60						
COM			ILLUSTRATIVE PIPING SYSTEM NO. 3						
COM			NOTE THAT COORDINATE SYSTEM ORIGIN IS NOT AT BASIC ANCHOR						
MAP			32.7E6	29.1E6	7.145	0.31		XXX	900
BAN		1	4-6	45-3					
BRA		2	9-0			6.625	0.237	LCS	900
		3							
TIN		4							
		5	0-9						
		6	3-0					RIGID	
		7	13-2-1/4						
TIN		8	0-9						
		9		-0-9					
BRA		10		-15-9					
GAD	1	10	0	1	0			RIGID	
CAR	2	10	0	0	1			RIGID	
		11	9-3						
TIN		12	0-9						
		13							
BRA		14							
		15							
TIN		16							
		17	-0-9						

PREPARED BY G.H.

CHECKED BY R.C.

REQUESTED BY W.K.

PAGE 1 OF 3



## PROGRAMA ADL PIPE

El programa por computadora digital ADLPIPE, permite efectuar un análisis elástico lineal de sistema de tubería redundantes, sometidos a cargas térmicas estáticas y dinámicas. El sistema puede contener un conjunto de secciones, definiéndose una sección como una serie de tramos rectos y/o curvos entre dos puntos nodales.

Un punto nodal es:

- a) La unión de dos o más tubos
- b) Una ancla o un punto con movimiento prescrito
- c) La posición de una masa concentrada

Cualquier movimiento en el sistema puede estar sometido a cargas prescritas y sujetas a restricciones elásticas en cualquiera de sus 6 grados de libertad.

También en cualquier punto del sistema pueden cambiar las secciones, las masas concentradas, los resortes, las condiciones de temperatura, los materiales y las cargas externas.

El programa ADLPIPE cargará en cada punto del sistema las fuerzas, momentos, traslaciones y rotaciones que resultan de las cargas impuestas en los extremos, los grados térmicos en el sistema, las cargas gravitacionales, cargas de viento y perturbaciones sísmicas.

Para efectos dinámicos, el programa efectúa un análisis modal, utilizando un espectro de respuesta tridimensional, las fuerzas y momentos resultantes se calculan como la raíz cuadrada de la zona de cuadros de las fuerzas y momentos modales.

El programa calcula los esfuerzos de acuerdo al código USAS B31.1 "Power Piping" y la Sección III "Nuclear Power Plant Components" Para conveniencia del usuario es posible obtener isométricos, plantas y elevaciones de las configuraciones de tubería que se van a analizar.

El programa tiene los siguientes límites, con 64 K de memoria.

No. de puntos nodales	50
No. de secciones	50
No. de miembros por sección	20
No. de miembros	500
No. de grados de libertad	138

La preparación de datos está dividida en 5 categorías, cada una de las cuales se identifica por una palabra de control, en inglés, que se perfora en las primeras diez columnas de una tarjeta, la palabra debe justificarse a la izquierda. Las categorías y palabras de control son:

I .- Título y control.

Palabras de control: TITLE, NOTE, END JOB, OPTION, B31,  
UNIT, CONDITION, EQUATION, etc.

II .- Tipo de carga estructural:

Palabras de control: ANCHOR, DEADLOAD, ACCEL, EXTERNAL,  
SHOCK.

III.- Identificaciones de puntos nodales.

Palabras de control: ANCHOR, RESTRAIN, DISPLACE, JUNCTION,  
LUMP, INERTIA.

IV .- Descripción de los miembros:

Palabras de control: SECTION, PIPE, CHANGE, RUN, ELBOW,  
VALVE, etc.

V .- Modificaciones en los miembros.

Palabras de control: BELLOWS, FLEXIBLE, SPRING, CONSTANT,  
RIGID, FORGE, MOMENT, etc.

El programa utiliza el sistema de unidades inglesas y el sistema de coordenadas Cortesiano derecho.

Errores de redondeo:

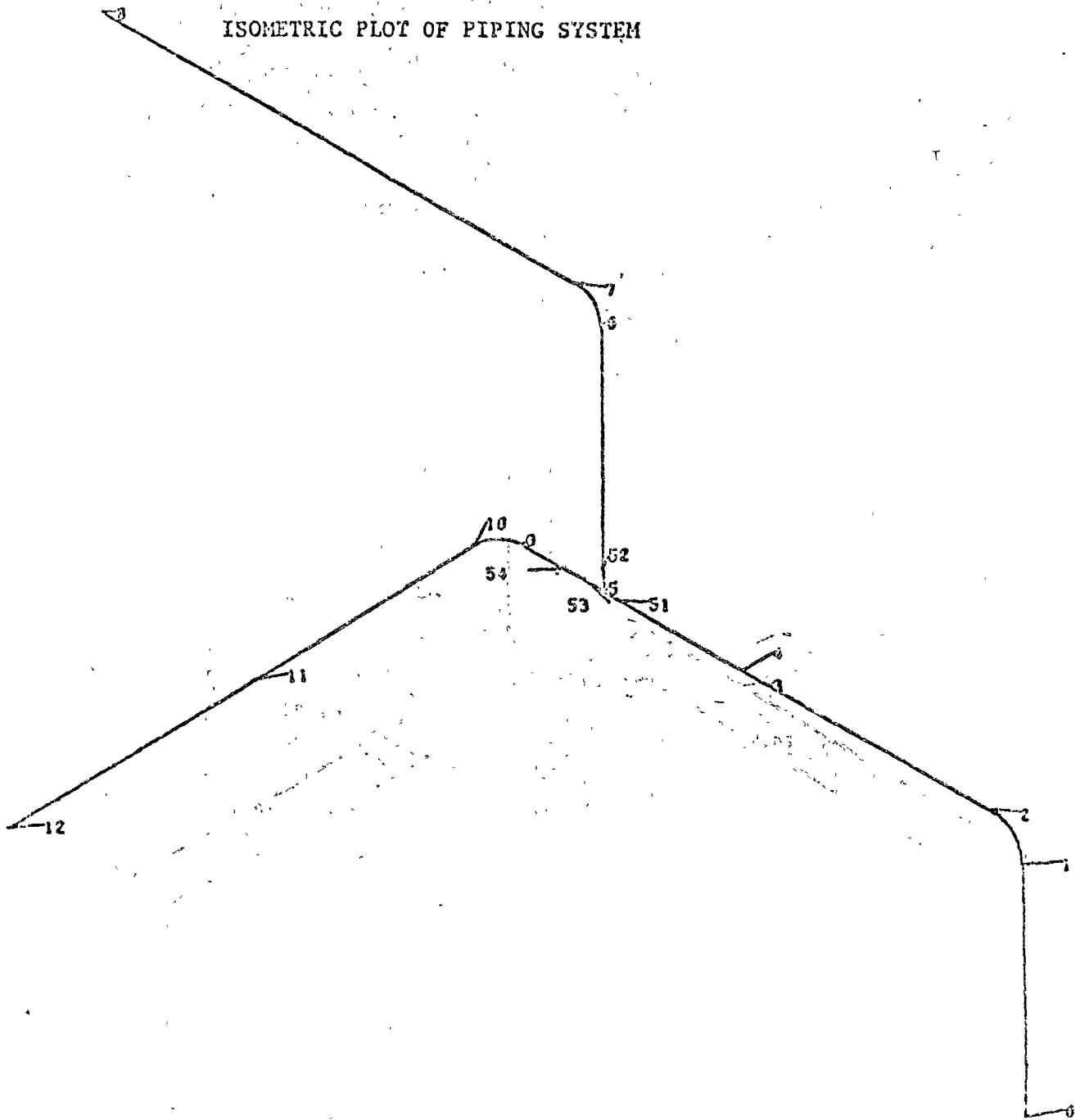
La mayoría de las computadoras digitales tienen una precisión - de 12 a 16 dígitos para representar una variable real. En el - caso de una acumulación de más de 20 miembros cuya matriz de ri gidez es de 12 X 12 pueden aparecer ciertos problemas en los si guientes casos:

- 1.- Si existen muchos resortes rígidos.
- 2.- Si existen muchos resortes flexibles y juntas de expansión.
- 3.- Si existen miembros demasiado rígidos.

En estos casos la solución es modificar la matriz de rigidez de cada sección introduciendo puntos nodales adicionales que reduzcan el número de miembros por sección, reduciendo el número de resortes por sección.

FIGURE 1

ISOMETRIC PLOT OF PIPING SYSTEM



ISOMETRIC VIEW

ONE INCH EQUALS 68.1481

ADL SAMPLE PROBLEM IN FEET 12

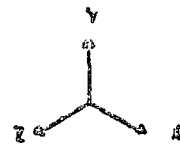
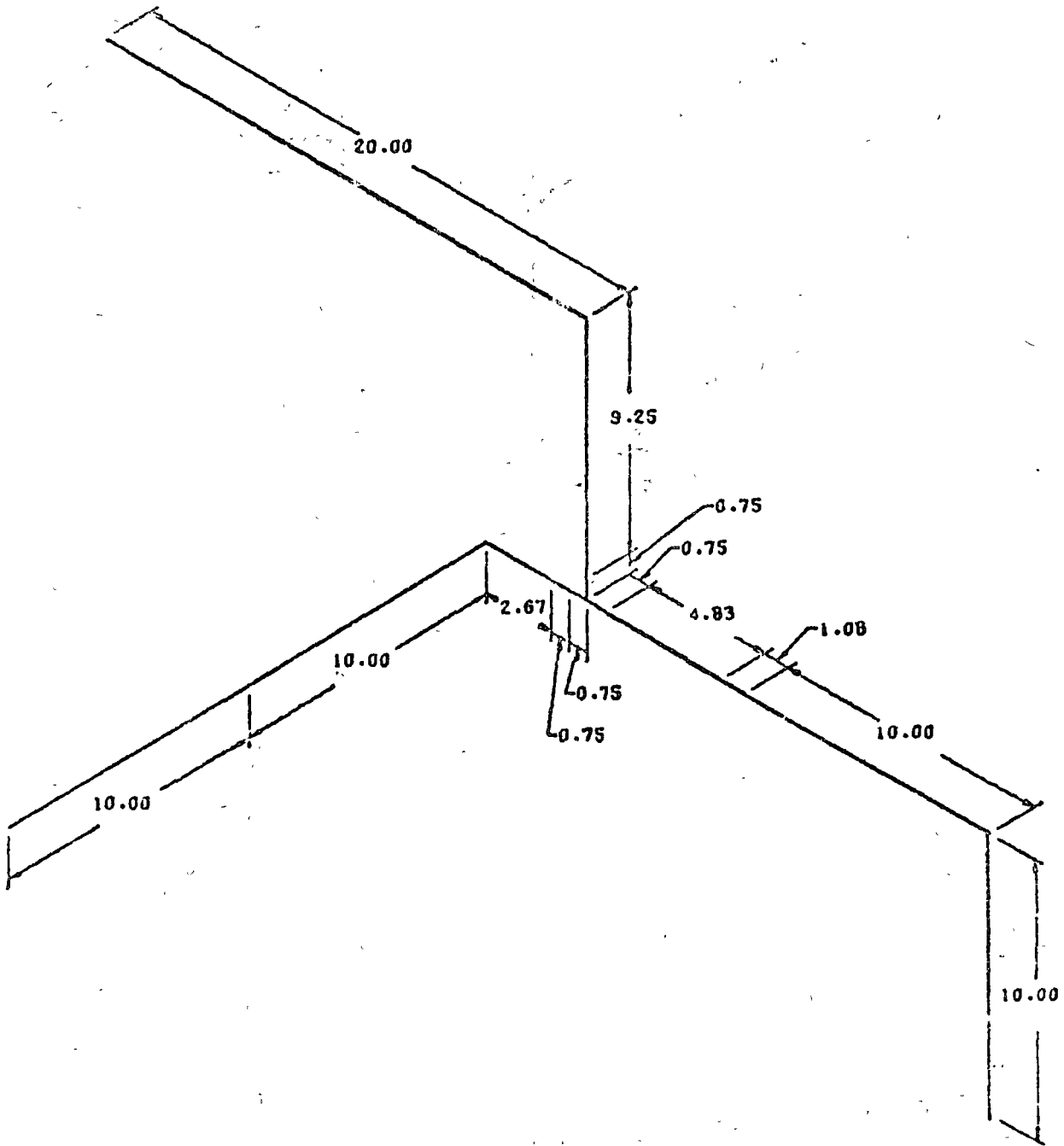


FIGURE 2

DIMENSIONED ISOMETRIC



NOTE: Dimensions are to the working point of the elbows.

ALLPIPE

1 2

FURFAN STATEMENT

TITLE			ADL SAMPLE	PROBLEM IN FEET	10			
DEADWEIGHT				-1.				
EXTERNAL								
PIPE	7		500.	500.			20000.	
PIPE		0						
PIPE		0	1.	1.	1.	1.	1.	1.
PIPE		5	-16.67	10.				
ANCHOR		8	-36.667	20.				
PIPE		8		1.	1.	1.	1.	1.
PIPE		12	-20.833	10.	20.			
PIPE		12	1.	1.	1.	1.	1.	1.
PIPE		5						
PIPE	0	5	10.75	.5	27.9	7.65	730.	5.46.
PIPE	0	1		10.				
ELBOW	1	2				15.		
PIPE	2	2	-10.					
CONSTANT	2	3		1000.				
VALVE	3	4	-1.083				2.	200
PIPE	4	5	-4.03					
PIPE	5	5	-750			10.75	.5	5.46
SECTION		5						
PIPE	5	8	0.625	.406	27.9	7.02	420.	2.96
PIPE	5	8		.75		0.625	.406	2.96

40

01/11/2011 10:11:11 AM

ACUPICE

2

FORTHAN STATEMENT

47

RUN	52	6		9.25					
ELBOW	6	7				12.			
SKUN	7	8	-20.						
SECTION		4							
PIPE	5	12	10.75	.5	27.9	7.65	730.	5.05	
TCE	5	53	-.750			10.75	.5	5.05	
REDUCE 2	53	54	-.75			0.625	.405	2.90	
RUN	54	9	-2.667						
ELBOW	9	10				12.			
RUN	10	11			10.				
SPRING	10	11		100000.					
RUN	11	12			10.				
END JOB									

PROGRAMA DE LA COMISION FEDERAL DE ELECTRICIDAD DE NUEVA  
ZELANDA.

"General Thermal Pipe Stress and Deflection Program"

Este programa consta de dos partes:

- 1) Verificación de datos
- 2) Producción

El primer paquete revisa la consistencia y precisión de los datos generando un listado imagen y una lista de diagnósticos -- que facilitan la localización de los errores.

Una vez corregidos los datos se procesan con el segundo paquete de subretinas que es el que efectúa el análisis propiamente dicho.

Para calcular las matrices de flexibilidad se aplica el algoritmo descrito en el apéndice del libro "Design of Piping Systems" de la Cía. M.W. Kellogg. Las deflecciones y reacciones en puntos nodales y ramales se obtienen de acuerdo al algoritmo de -- Lichen "Piping Flexibility Analysis by Stiffness Matrix (Electric Analogy" ASME paper No. 59-JAPM 24. Se utiliza una técnica de solución del sistema de ecuaciones que toma en cuenta la posibilidad del sistema, es decir la localización de los coeficientes nulos.

Preparación de Datos:

Las restricciones deben estar orientados paralelos a los ejes -- coordinados y estar localizados en un punto ramal. En un punto pueden existir varias restricciones a la vez. El programa no -- verifica condiciones absurdas.

Los tramos rígidos se simula utilizando un diámetro absoluto de tubería, una regla de dedo es usar un D.E. del doble del tubo -- base, con un espesor de pared de la mitad de D.E. menos uno. Cada punto ramal debe designarse con un caracter alfabético uní -- co (de la A a la Z). Las anclas deben tener asignados dos ca -- racteres.



Los nombres de puntos ramales y anclas se escriben en la hoja de datos en el campo PT y deben escribirse cargados a la derecha para evitar confusión (0A ≠ A0).

Los puntos intermedios deben numerarse en orden secuencial -- dentro de cada ramal, excepto los puntos extremos.

Los puntos intermedios son:

- a) Todos los puntos donde se unan miembros diferentes.
- b) Todas las intersecciones de tangentes (cambio de dirección)
- c) Todos los puntos donde interesen desplazamientos.

Los ramales completos pueden entrar en cualquier secuencia.

Existen 12 tipos diferentes de tarjetas.

BPD Base Pipe Data, una por sistema

NB. Number of BRanches, una por punto nodal.

ORG ORiGIn, una por ramal

TFD This branch Pipe Date, una o más por ramal.

MVA MoVements at branch beginning (A), una por ramal

(Blank) General branch data

INF INFlexible member

MVB MoVements at branch end (B) una por ramal

END END of System.

RGD RiGiD restraint, una por punto ramal.

SPR SPRING, una por punto ramal

FOR FORCE restraint, una por punto ramal

El programa permite obtener elementos mecánicos y desplazamientos tanto lineales como angulares en el extremo de cada miembro, producidos por los efectos de expansión térmica del material. Es posible incluir el efecto de cargas concentradas producidas por restricciones externas al desplazamiento. Los apoyos direccionales con holgura cuyo comportamiento es no lineal, pueden tratarse por alguno de los dos caminos siguientes:

- 1) Resolver el sistema sin el apoyo y verificar el movimiento resultante.

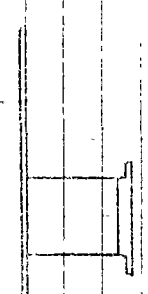
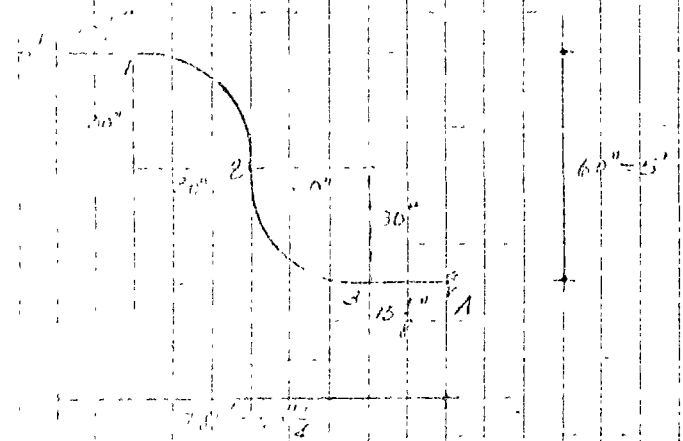
2) Introducir un apoyo rígido con un movimiento externo - -  
igual a la holgura. El signo de la reacción resultante in-  
dicará si el movimiento excedió o no a dicha holgura.

El programa cuenta con una opción para que se impriman a jui-  
cio del analista las matrices de flexibilidad de cada tramo.

El reparto de resultados consta de 2 partes, en la primera, -  
se encuentran las reacciones, los esfuerzos y la suma de reac-  
ciones en cada punto ramal, así como el esfuerzo máximo y el  
punto donde ocurre, en la segunda parte se encuentran los des-  
plazamientos y giros de todos los puntos y por separado los -  
de los puntos ramales.

El factor de intensificación de esfuerzos para los codos se -  
aplica únicamente a la intersección de las tangentes del mis-  
mo, es decir no se aplica a ninguno de los extremos del codo.

$\theta = 130^\circ$   $\theta = 130^\circ$   $\theta = 130^\circ$   $\theta = 130^\circ$   $\theta = 130^\circ$   $\theta = 130^\circ$   $\theta = 130^\circ$   $\theta = 130^\circ$   $\theta = 130^\circ$   $\theta = 130^\circ$



$S_A = 125 + 16,000 = 16,125$   
 $20,000 \quad 336?$

$100\% = 125'' = 94.20 + 30.85 = 124.35''$   
 $11.100 = 108.8''$

$\frac{1}{11} = 1.15$   $\frac{1}{11} = 5.41$   
 $R = 1.23$   $\frac{1}{11} = 0.0088$   $\gamma = 0.95''$

Sc square analysis  
 general

	OA
D	20.8
F	1315
T	1110
L	111
E	7.5
H	.118
K	13.98
P	5.0
$L \times 10^{-4}$	
$L \times 10^{-2}$	27.0
$L \times 10^2$	222.0 x 10^4
0	1
A. total	C.S. A-106 Gr A
temp	180°
e	0.00073
10 A 110	

FLA 110	
$\Delta x$	$1.88 \times 0.0073 = 10.0$
$\Delta y$	$-3.0 \times 0.0073 = -0.0006$
$\Delta z$	0
$E_I I_A$	1218,000
144	
$E_I I_B$	-199,000
144	



	$F_x$	$F_y$	$M_z$
1	0	0	0
2	136.07	1733.200	17.24
3	136.07	1733.200	-779.200

$$C_1 = \frac{140.39}{37.14} F_x - 0.7171 F_y$$

$$F_x = \frac{717000 + 1285.52 F_y}{136.07} = -5871.97 + 2.0983 F_y$$

$$C_2 = -41343.14 + 7.8025 F_y$$

$$F_y = \frac{1028000 + 375.41 F_x + 140.39 M_z}{136.07} = 9465.72 + 2.1589 F_x + 1.0317 M_z$$

$$F_y = 9465.72 - 16200.17 + 5.787 F_y - 22535.56 + 8.0527 F_y$$

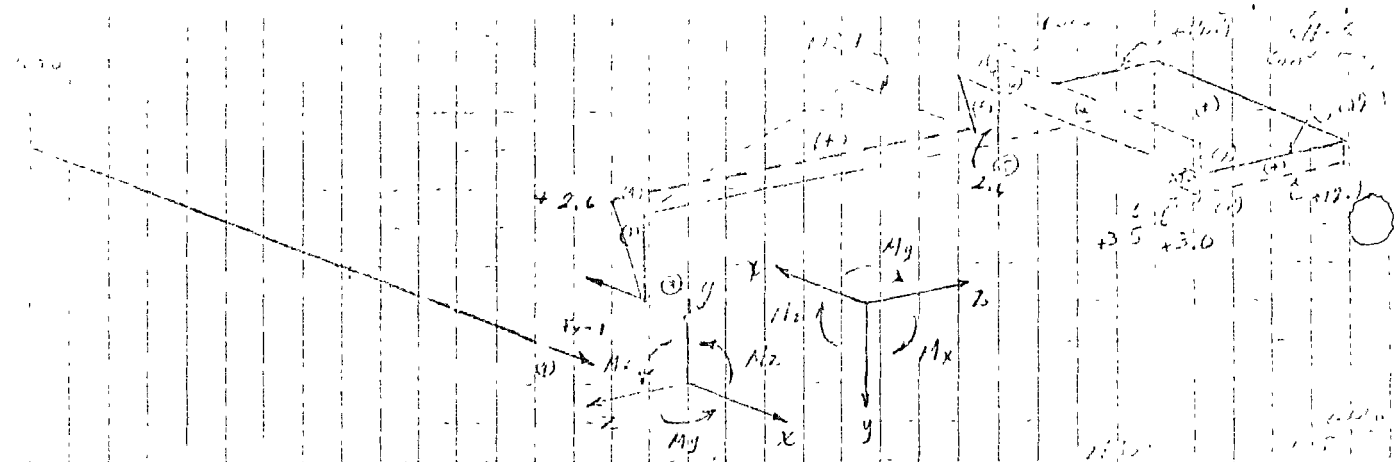
$$12.8419 F_y = 29267.84$$

$$F_y = 2279.24 \text{ lb}$$

$$F_x = -1089.44 \text{ lb}$$

$$M_z = -4052.61 \text{ lb-ft}$$





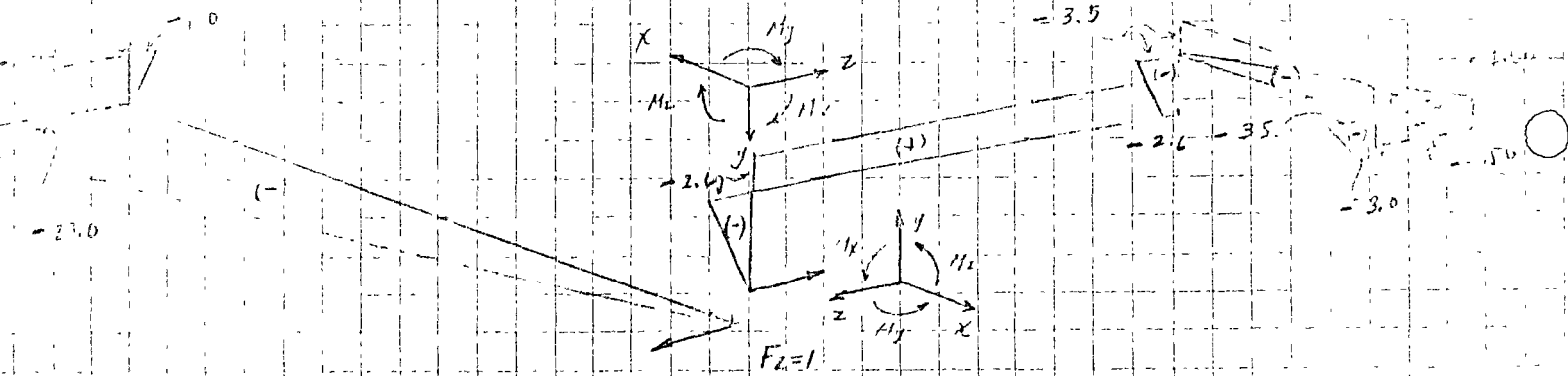
$$\sum \dot{M}_x = 0 - \frac{1}{2} \cdot 37,500$$

$$\sum \dot{M}_y = 0 - 11,735 - 1,100 =$$

$$\sum \dot{M}_z = 0 - 16^3 - \frac{1.0^3}{3} + 1.3 \times 2.6 \times 12.1 + \frac{2}{6} (12.25 + 9.11 + 6.74) + \frac{12.1^3}{3} + 4.5 \times 3.5 + 4.5 \times 12.1^2 + 1.3 \times 0.9 \times 11,450 + 1.3 \times 11,450 + 1.3 \times 11,450 + 1.3 = -11,450 (0.50 + 5.25 + 5.25 + 1.3)$$

$$\sum \dot{M}_x = 12.1^2 \times \frac{1.0^3}{4} (12.25 + 10.50 + 9.00) = 5.86 + 0.33 + 106.8 + 591.5 + 7.38 + 55.15 + 820.0 + 95.0 + 5.19$$

$$\sum \dot{M}_y = 16^3 + 16^2 \times 1.0 = 4096 + 256 = 4352$$



$$\sum \dot{M}_z = 0 + 0 + 0 + 0 + 0 + \frac{0.90^2}{2} \times 11,450 + 1.3 \times 4.5 \times 0.9 \times 11,450 + \frac{0.50^2}{2} \times 11,450 + 1.3 = -11,450 (0.50 + 5.25 + 5.25 + 1.3)$$

$$\sum \dot{M}_x = 2666.67$$

$$\sum \dot{M}_y = \frac{2.6^3}{3} + \frac{20.0^3}{3} + 12.1 \times 2.6^2 + \frac{1.8}{6} (29.12) + 1.3 \times 1 \times 20.0^2 + \frac{1.0^3}{3} + \frac{4.5^3}{3} + 1.3 \times 4.5 \times 3.5^2 + 1.3 \times 0.5 \times 4.5^2 + 19.2275 (11,450 \times 1.0) = 5.86 + 81.79 + 0.33 + 13.16 + 7.52 + 71.65 + 5.23 + 0.38 + 520.0 + 2666.67 = 3403.1$$

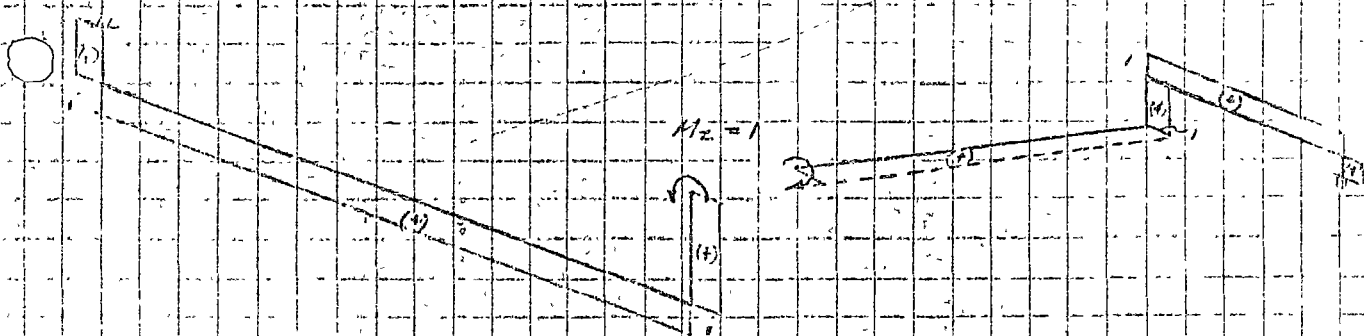
$$\sum \dot{M}_z = 0 + 0 + 0 + 0 + 0 + \frac{4.5^2}{2} \times 12.1 + 1.3 \times 0.5 \times 4.5 \times 12.1 = 182.8 + 35.9 = 218.7$$

$$\sum \dot{M}_x = 0 + 0 + \frac{11.1}{2} \times 2.6 + \frac{0.9}{2} \times 12.1 \times 6.1 + 1.3 \times 4.5 \times 3.5 \times 12.1 + \frac{0.5}{2} \times 12.1 \times 6.5 = 11.1 \times 14.15 + 6.69 + 247.8 + 38.25 = 3403.1$$

$$\sum \dot{M}_y = 0 + 0 + 0 + 0 + 0 + 0 + 0 = 0 \quad \sum \dot{M}_z = 0 - \frac{2.6}{2} - \frac{31.46}{3.075} - \frac{0.50}{2} = -1.3 - 10.23 - 0.25 = -11.78$$

$$\sum \dot{M}_x = 0 + 0 + 0 + 0 + 0 + 0 + 0 = 0 \quad \sum \dot{M}_z = 0 - \frac{1.62}{2} \times 6.5 = -60.18$$

11-2  
 Eng. F. Aguilar  
 11-66  
 cont 5499



$$EI \int_0^L \theta_z = + \frac{20^2}{2} + 20 \times 1 - \frac{4.5^2}{2} - 0.5 \times 4.5 = +200.0 - 20.0 - 10.125 - 2.25 = +167.625 \checkmark$$

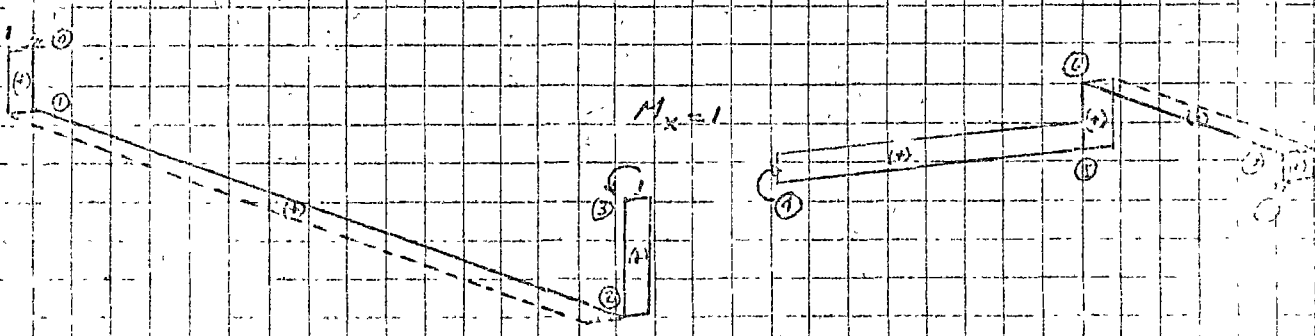
$$EI \int_0^L \theta_y = - \frac{20}{2} \times 8200 - \frac{20}{3} \times 36,300 - 39,500 + 0 + 0 - \frac{4.5}{2} \times 7150 - \frac{4.5}{3} \times 15,850 - 0.5 \times 10,735 = -82,000 - 20,860 - 39,500 - 24,000 - 2,380 - 5,370 = -154,110$$

$$EI \int_0^L \theta_x = 1.0 + 2.0 + 2.6 + 1.3 \times 12.1 + 0.9 + 4.5 + 0.5 = 29.5 + 15.7 = +45.2 \checkmark$$

$$EI \int_0^L \theta_z = 0 + 0 + 0.10 + 0.40 = 0 \quad EI \int_0^L \theta_y = 0 = \frac{20.0^2}{2} - 1.3 \times 1.0 \times 20.0 + \frac{4.5^2}{2} + 1.3 \times 0.5 \times 4.5 =$$

$$EI \int_0^L \theta_y = +200.0 - 26.0 + 10.25 + 2.93 = +217.18 \checkmark$$

$$EI \int_0^L \theta_x = + \frac{20^2}{2} + \frac{1}{2} \times 1.3 \times 12.1 \times 2.6 + \frac{0.9 \times 1.1}{2} + 4.5 \times 3.5 + \frac{0.5 \times 6.5}{2} = +3.38 + 41.50 + 2.75 + 15.75 + 1.62 = +64.99 \checkmark$$



$$EI \int_0^L \theta_x = 0 + 0 + 0 - \frac{4.03}{3} \times 11,450 - 0.9 \times 11,450 - \frac{0.86}{2} \times 4.5 \times 11,450 - 0.5 \times 11,450 = -11,450 (4.03 + 0.70 + 0.5 + 0.5) = -129,200$$

$$EI \int_0^L \theta_y = 0 \checkmark$$

$$EI \int_0^L \theta_z = 0 + 0 + 0 + 0 + 0 + 0 + 0 = 0 \checkmark$$

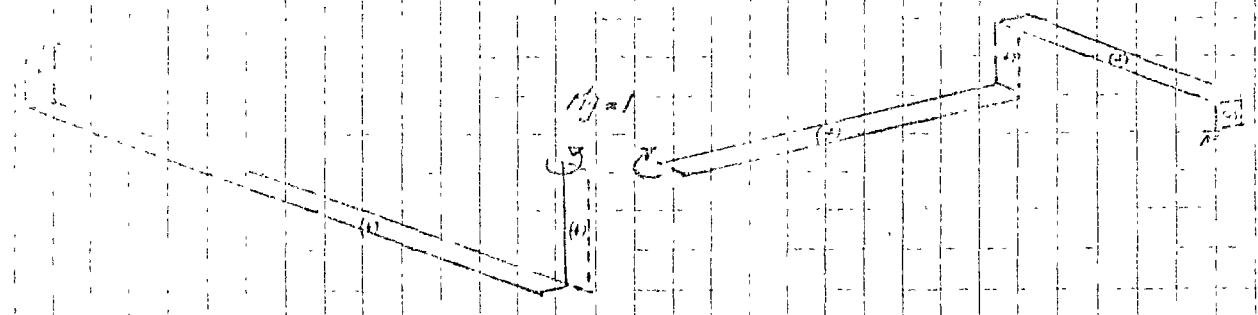
$$EI \int_0^L \theta_x = 0 + 0 + 0 + 0 + 0 + 0 + 0 = 0 \checkmark$$

$$EI \int_0^L \theta_y = 2.6 + 1.3 \times 20 + 1.0 + 12.1 + 0.9 + 1.3 \times 4.5 + 0.5 = 5.0 + 31.8 + 12.1 = 48.9 \checkmark$$

$$EI \int_0^L \theta_x = 0.10 + 0 - \frac{12.1^2}{2} - 0.9 \times 12.1 - \frac{5.86}{2} \times 4.5 \times 12.1 - 0.5 \times 12.1 = -73.1 + 12.1 (0.82 + 0.5 + 0.5) = -10.0$$



11-184  
11-184



$$\sum F_x = 0 + 0 + 0 + 0 + 0 + 0 = 0$$

$$EI \delta_{x,y} = 1.3 \times 2.6 + 20.0 + 1.3 \times 1.0 + 12.1 + 1.3 \times 0.9 + 4.5 + 1.3 \times 0.8 = 136.4 + 1.3(5) + 4.5 = 143.1$$

$$\sum F_y = 0 + 0 + 0 + 0 + 0 + 0 = 0$$

$$EI \delta_{x,y} = 0 + 0 + 0 + 0 + 0 + 0 = 0$$

$$\sum M_x = 0 + 0 + 0 + 0 + 0 + 0 = 0$$

$$EI \delta_{x,y} = 0 + 0 + 0 + \frac{12.1}{2} + 4.5 \times 12.1 + 1.3 \times 0.8 \times 12.1 = 73.1 + 5.15 \times 12.1 = +135.5$$

$\frac{13.1}{149.6}$

Cont. 7/10

	$F_1$	$F_2$	$F_3$	$F_4$	$F_5$	$F_6$
14.9	0	0	0	-161.7	-60.2	+128,220
15.9	+42.7	0	+42.7	0	-212.7	0
16.9	0	+164.7	+64.7	+211.6	0	+258,510
17.9	+149.7	+64.7	+149.7	-32.7	+157.7	-814,520
18.9	0	0	-32.7	+152.1	+170.9	+3475,800
19.9	+111.7	0	+11.7	+1.6	+108.6	-68,600

	$F_1$	$F_2$	$F_3$	$F_4$	$F_5$	$F_6$
14.9	0	0	0	-1.27	+1.23	+2642
15.9	+42.1	0	+1.41	0	-59.4	0
16.9	0	+45.2	-1.17	+45.7	0	+7931
17.9	+149.7	+6.47	+1084.9	-0.304	+1.824	-276
18.9	0	+0.76	-32.95	+3176.7	+0.177	+687
19.9	-216.7	0	+876.7	+565.4	+1437.1	+35

112.5	-582.1	1156.4	-811,520	+181,195	2	+1,515	+3,194,000
-1,515	+1,515	+227.8	+1,514,721	-530.8	+216.1		+4,5028
112.5	-11	827.4	-299,797	+982.9	+131.7		-1,100,116
112.5				-92.3	1520		-10,720
				5173.1			+2,43,540
+2,171.1	-68,600						
83.2	+159,048						
-1043.2	+247,487						
-572.0	-388,430						
1,144.6	-50,493						

$F_2 = -35$ ,  $F_3 = +687 + 6 = +693$ ,  $F_4 = -276 + 29 + 211 = -36$

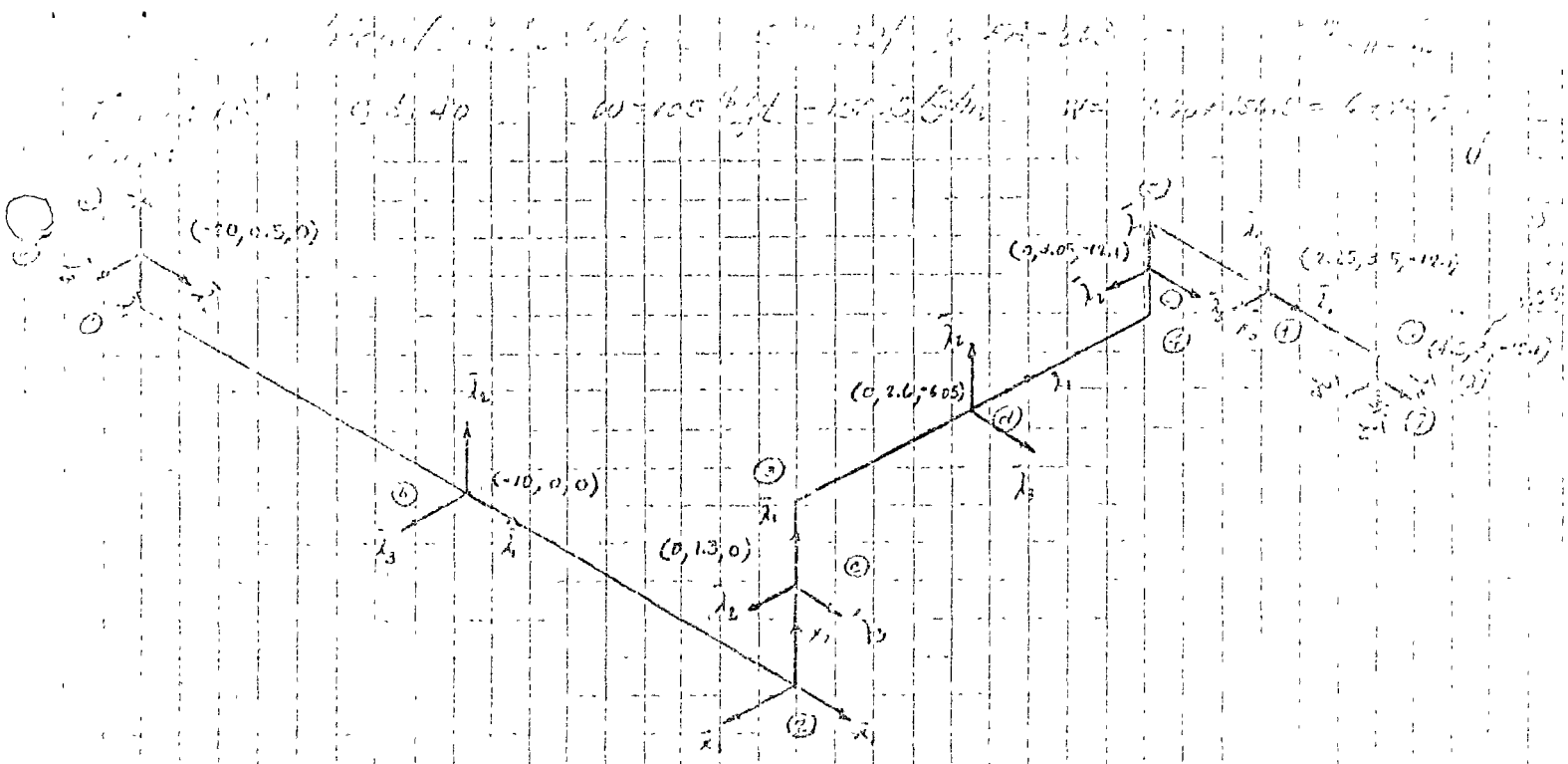
$112 = 179.31 - 31.31 - 42 = +47.0$   $12m$ ,  $11y = 0 - 173 + 125 = -48$   $1y$

$112 = -2,002 + 43 + 2280 = +3179$   $1y$

comp. decision

$F_1(1)$	+230,583	-11,500	+2167	= 129,190
$F_1(2)$	-2019	-4,357	+70.14	= 16.8
$F_1(3)$	+212,912	-3,226	+123,867	= 354,470





Análise por temperatura

Módulo de

$$F_{30}^+ = \begin{bmatrix} 1.3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0.83 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0.83 \end{bmatrix}$$

$$A = \begin{bmatrix} 0 & -1 & 0 \\ 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad \Delta X = \begin{bmatrix} 0 & 0 & -0.5 \\ 0 & 0 & -20 \\ 0.5 & 20 & 0 \end{bmatrix} \quad A \Delta X = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 20 \\ 0 & 0 & -0.5 \\ 0.5 & 20 & 0 \end{bmatrix}$$

$$A_c = \begin{bmatrix} 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 20 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & -0.5 \\ 0 & 0 & 1 & 0.5 & 20 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad f_{30}^+ A_c = \begin{bmatrix} 0 & -1.3 & 0 & 0 & 0 & 12.6 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & -0.5 \\ 0 & 0 & 1 & 0.5 & 20 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$A_c = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad \Delta X = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -10 \\ 0 & 10 & 0 \end{bmatrix}$$

$$A_c = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & -10 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 10 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad f_{30}^+ A_c = \begin{bmatrix} 1.3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & -10 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 10 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$f_{30}^+ A_c = \begin{bmatrix} 1.3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & -10 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 10 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$f_{30}^+ A_c = \begin{bmatrix} 1.3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & -10 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 10 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$A = \begin{bmatrix} 1.3 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$A_c = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 1 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$A_c^{-1} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 \\ 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & -1.3 \end{bmatrix}$$

$$A_c^{-1} A_c = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 \\ 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \end{bmatrix}$$

$$A_c^{-1} A_c = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$A_c^{-1} A_c = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 1 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$A_c^{-1} A_c = \begin{bmatrix} 0 & 1.3 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 1 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$A_c^{-1} A_c = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 \\ 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \end{bmatrix}$$

$$A_c^{-1} A_c = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$A_c^{-1} A_c = \begin{bmatrix} 0 & 0 & -1 \\ 0 & 1 & 0 \\ 1 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$A_c^{-1} A_c = \begin{bmatrix} -2.6 & 0 & 0 \\ 11.05 & 0 & 0 \\ 0 & -4.05 & -2.6 \end{bmatrix}$$

$$A_c^{-1} A_c = \begin{bmatrix} 12.6 & 0 & 0 \\ 0 & 13.3 & 0 \\ 0 & 0 & 14.38 \end{bmatrix}$$

$$A_c^{-1} A_c = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$A_c^{-1} A_c = \begin{bmatrix} 0 & 0 & -1 & -2.6 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 4.05 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & -4.05 & -2.6 \end{bmatrix}$$

$$A_c^{-1} A_c = \begin{bmatrix} 0 & 0 & -1.3 & -3.38 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 4.05 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & -4.05 & -2.6 \end{bmatrix}$$

$$A_c^{-1} A_c = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 \\ 0 & 1 & 0 \\ -1 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$A_c^{-1} A_c = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$A_c^{-1} A_c = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 1 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$A_c^{-1} A_c = \begin{bmatrix} 12.1 & 0 & 0 \\ 3.05 & 0 & 0 \\ 0 & -12.1 & -3.05 \end{bmatrix}$$

$$A_c^{-1} A_c = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 \\ 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \end{bmatrix}$$

$$A_c^{-1} A_c = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$A_c^{-1} A_c = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 1 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$A_c^{-1} A_c = \begin{bmatrix} 0 & 1.3 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 1 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$A_c^{-1} A_c = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 \\ 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \end{bmatrix}$$

$$A_{11} A_{12} = \begin{bmatrix} 161.87 & -97.86 & -732.57 \\ 127.47 & -158.81 & 177.13 \\ -729.59 & +191.73 & +116.15 \end{bmatrix}$$

$$(A_{12} - A_{11} A_{12}) = \begin{bmatrix} 1054.21 & -558.60 & +872.49 \\ -330.60 & +3272.31 & 122.27 \\ +571.49 & +293.13 & +227.41 \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} 1.00000 & -330.60 & +872.49 & 1 & 0 & 0 \\ -330.60 & 1.00000 & +293.13 & 0 & 1 & 0 \\ +571.49 & +293.13 & 1.00000 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{matrix} (1) \\ (2) \\ (3) \end{matrix}$$

$$\begin{bmatrix} 1.00000 & -0.052 & +0.5285 & 1.00000 & 0 & 0 \\ 1300.60 & -100.000 & +275.900 & 1.00000 & 0 & 0 \\ 0 & +176.31 & +567.130 & 1.00000 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{matrix} (4) \\ (5) \\ (6) \end{matrix}$$

$$\begin{bmatrix} 1.00000 & 0.00000 & +0.1785 & 1.00000 & 0 & 0 \\ 0 & 1.00000 & +0.0544 & 0.00000 & +0.00000 & 0 \\ 1.000 & 0 & 10.8821 & +0.00000 & +0.00000 & 0 \end{bmatrix} \begin{matrix} (7) \\ (8) \\ (9) \end{matrix}$$

$$\begin{bmatrix} -377.41 & +211.714 & -743.570 & -0.88838 & 0 & 0 \\ 0 & +567.13 & +1,533.84 & -0.88838 & 0 & -1 \\ 0 & -567.13 & -101.23 & -0.05444 & -0.17865 & 0 \\ 0 & 0 & +1,432.61 & -2.88252 & -0.17865 & +1.000 \end{bmatrix} \begin{matrix} (10) \\ (11) \\ (12) \\ (13) \end{matrix}$$

$$\begin{bmatrix} 0 & 0 & +1.0000 & -0.000616 & -0.000125 & +0.000638 \\ 0 & 1 & -0.0544 & 10.000543 & +0.000110 & -0.000616 \\ 1.000 & 0 & 0 & +0.001495 & +0.000506 & -0.000616 \\ 0 & 0 & -0.1785 & +0.000109 & +0.000022 & -0.000125 \\ 1.000 & 0 & 0 & 10.000206 & 10.000337 & -0.000125 \end{bmatrix} \begin{matrix} (14) \\ (15) \\ (16) \\ (17) \\ (18) \end{matrix}$$

$$A_{12} = \begin{bmatrix} +0.001495 & +0.000206 & -0.000616 \\ 10.000206 & +0.000337 & -0.000125 \\ -0.000616 & -0.000125 & +0.000698 \end{bmatrix} \begin{matrix} 1.6175 & +0.2265 & -0.6613 & -0.000810 \\ -0.0681 & -0.0782 & +0.0019 & -0.3665 \\ -0.5528 & -0.1283 & +0.6665 & +0.1145 \end{matrix}$$

$$A_{11} A_{12} = \begin{bmatrix} 0 & -141.62 & -52.96 \\ 1119.68 & 0 & -212.28 \\ 161.84 & +191.86 & 0 \end{bmatrix} \quad B_{12} = -A_{11} A_{12} \quad B_{22} = \begin{bmatrix} +3.49 & -41.11 & -17.26 \\ +354.97 & +57.46 & -290.86 \\ +133.21 & +19.42 & -62.33 \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} 10.00000 & 10.00000 & 10.00000 & -0.000081 & -0.000750 & +0.000447 \\ 10.00000 & 10.00000 & 10.00000 & -0.000736 & -0.001533 & +0.003588 \\ 10.00000 & 10.00000 & 10.00000 & -0.000091 & -0.001727 & +0.001451 \\ 0.00000 & -0.00000 & -0.00000 & +0.001495 & +0.000206 & -0.000616 \\ -0.00000 & -0.00000 & -0.00000 & +0.000206 & 10.000337 & -0.000125 \\ 10.00000 & 10.00000 & 10.00000 & -0.000616 & -0.000125 & +0.000638 \end{bmatrix} \begin{matrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 500.000 \\ 150.000 \\ -150.000 \end{matrix}$$

201 in 20-20 (in 1000)

201 in 20-20 (in 1000)

$$A = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$AX = \begin{bmatrix} 12.1 & 3.25 \\ 2.25 & 4.5 \\ 3.25 & 4.5 \end{bmatrix} = AX$$

$$A_c = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & -12.1 & -3.25 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 2.25 & 4.5 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 3.25 & 4.5 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$A_c = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & -12.1 & -3.25 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 2.25 & 4.5 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 3.25 & 4.5 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$A_c = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & -12.1 & -3.25 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 2.25 & 4.5 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 3.25 & 4.5 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$A_c = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & -12.1 & -3.25 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 2.25 & 4.5 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 3.25 & 4.5 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$A_c = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & -12.1 & -3.25 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 2.25 & 4.5 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 3.25 & 4.5 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$A_c = \begin{bmatrix} 0 & -1 & 0 \\ 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad \Delta X = \begin{bmatrix} 0 & -12.1 & -3.25 \\ 12.1 & 0 & 4.5 \\ 3.25 & -4.5 & 0 \end{bmatrix} \quad A_c \Delta X = \begin{bmatrix} -12.1 & 0 & -4.5 \\ 0 & -12.1 & -3.25 \\ 3.25 & -4.5 & 0 \end{bmatrix}$$

$$A_c = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & -12.1 & -3.25 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 2.25 & 4.5 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 3.25 & 4.5 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$A_c = \begin{bmatrix} 0 & -1 & 0 & -12.1 & 0 & -4.5 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & -12.1 & -3.25 \\ 0 & 0 & 1 & 3.25 & -4.5 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$A_c = \begin{bmatrix} 0 & -1 & 0 & -12.1 & 0 & -4.5 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & -12.1 & -3.25 \\ 0 & 0 & 1 & 3.25 & -4.5 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$A_c = \begin{bmatrix} 0 & -1 & 0 & -12.1 & 0 & -4.5 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & -12.1 & -3.25 \\ 0 & 0 & 1 & 3.25 & -4.5 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

comparación de los valores de flexibilidad

$$A_{11} = \begin{bmatrix} 42.75 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 43.10 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 49.73 & 0 & 0 \\ 0 & 45.23 & 164.89 & 202.62 & 0 \\ 0 & 42.75 & 164.89 & 169.78 & 32.74 \end{bmatrix}$$

$$A_{11} = \begin{bmatrix} 42.75 & 0 & 0 \\ 0 & 43.10 & 0 \\ 0 & 0 & 49.73 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 42.75 & 0 & 0 \\ 0 & 43.10 & 0 \\ 0 & 0 & 49.73 \end{bmatrix}$$

$$A_{12} = \begin{bmatrix} -10.93 & 0 & 117.02 & -32.74 & 147.57 & 164.90 & 470.94 \\ 60.18 & -71.98 & 0 & 115.79 & 149.96 & 342.56 & 0 \end{bmatrix}$$

$$A_{12} = \begin{bmatrix} -10.93 & 0 & 117.02 & -32.74 & 147.57 & 164.90 \\ 60.18 & -71.98 & 0 & 115.79 & 149.96 & 342.56 \end{bmatrix}$$

$$A_{11}^{-1} = \frac{1}{43.1} \begin{bmatrix} 10.880 & 0 & 0 \\ 0 & 1.000 & 0 \\ 0 & 0 & 0.453 \end{bmatrix}$$

$$A_{11}^{-1} = \frac{1}{43.1} \begin{bmatrix} 0 & +147.650 & +161.840 \\ -141.618 & 0 & +147.842 \\ -52.853 & -212.98 & 0 \end{bmatrix}$$

$$A_{12} = \begin{bmatrix} 11617.18 & 32.74 & 11.158 \\ -3.14 & 11749.72 & 147.96 \\ 115290 & 149.96 & 342.96 \end{bmatrix}$$

$$A_{11}^{-1} = \begin{bmatrix} 0.02020 & 0 & 0 \\ 0 & 0.02320 & 0 \\ 0 & 0 & 0.02211 \end{bmatrix}$$

$$B_{12} A_{11}^{-1} = \begin{bmatrix} -0.000072 & +0.000045 & +0.000022 \\ -0.007048 & -0.001333 & +0.005325 \\ -0.000072 & -0.000022 & +0.001333 \end{bmatrix}$$

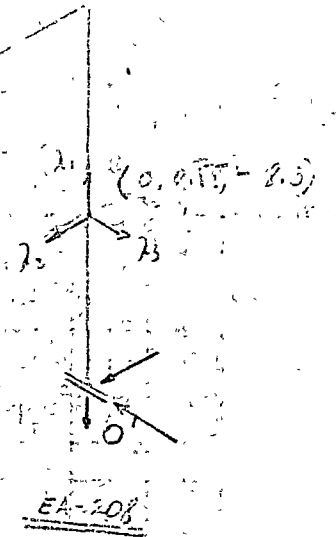
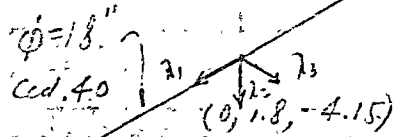
$$A_{11}^{-1} A_{12} = \frac{1}{43.1} \begin{bmatrix} 26.317 & +12.154 & -3.377 \\ 11.537 & +6.371 & -1.522 \\ -2.379 & 18.62 & +4.331 \end{bmatrix}$$

$T = 3.17$

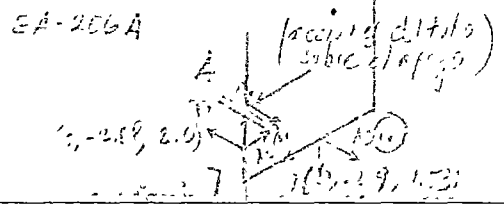
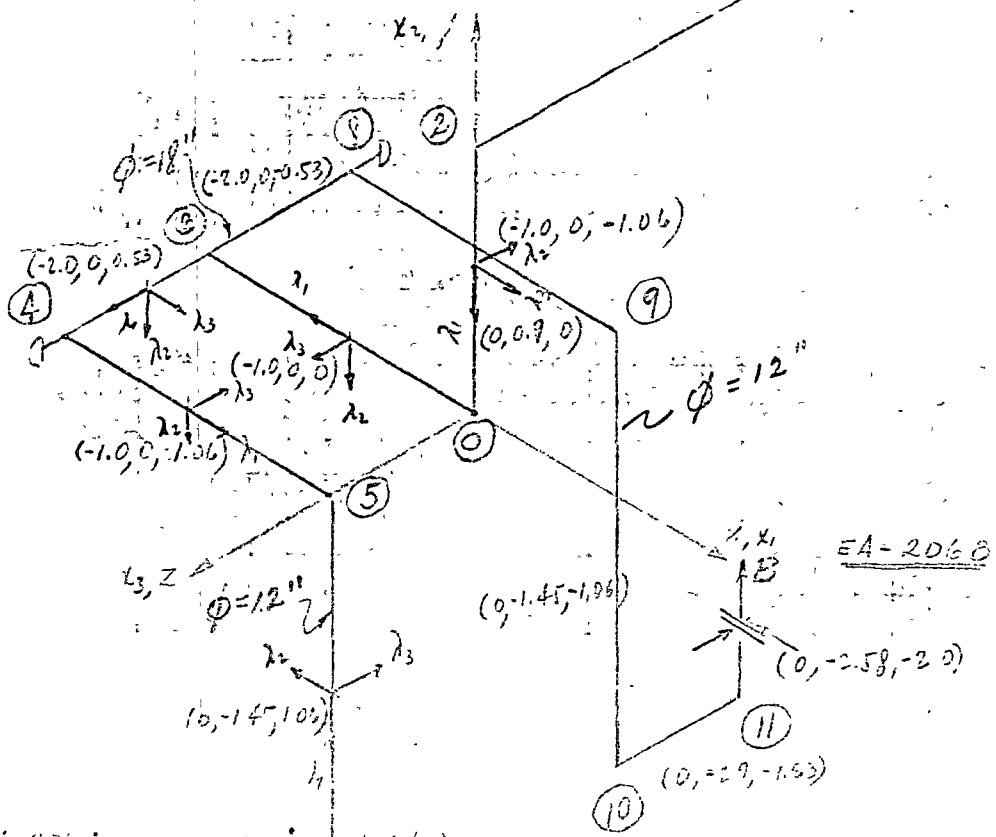
$E = 2.08 \text{ "}/100 \text{ pics} = 0.00173$

$I_0 = 279 \text{ pulg}^4$

$I_1 = 807 \text{ pulg}^4$



Coordenadas de los nudos  
 A:  $(0, -2.26, 2.00)$   
 A':  $(0, -0.65, -1.30)$   
 B:  $(-2.00, 0, 0)$





$$\begin{bmatrix} 1 & & & & & \\ & 1 & & & & \\ & & 1 & & & \\ & & & 1 & & \\ & & & & 1 & \\ & & & & & 1 \end{bmatrix}$$

$$\Delta = \begin{bmatrix} 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & -1 \\ 1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad \Delta X = \begin{bmatrix} 0 & 0 & -0.7 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0.7 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$\frac{F_1}{F_0} = 3.8\%$$

$$B_c = \begin{bmatrix} 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 0.7 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & -0.7 \\ & & & 0 & -1 & \\ & & & 0 & 0 & -1 \\ & & & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$A_c = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & & & \\ -1 & 0 & 0 & & & \\ 0 & 1 & 0 & & & \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -0.7 & 0 & -1 & 0 \end{bmatrix}$$

$$A_{cf_c}^* = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & & & \\ -1.3 & 0 & 0 & & & \\ 0 & 1 & 0 & & & \\ 0 & 0.7 & 0 & 0 & 0 & 0.27 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -0.7 & 0 & 0.27 & 0 \end{bmatrix}$$

$$A_{cf_c}^* A_c = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & -0.7 \\ 0 & 1.3 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0.7 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0.9 & 1.02 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -0.9 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1.02 \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} 5.25 & 0 & 0 & 0 & 0 & -6.25 \\ 7.03 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 6.95 & 6.35 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & & 1.50 & 0 & 0 & 0 \\ & & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & & 0 & 0 & 750 & 0 \end{bmatrix} \frac{1}{EI_0}$$

1.1.3

$$\begin{bmatrix} 1.3 & & & & & \\ & 1 & & & & \\ & & 1 & & & \\ & & & 1 & & \\ & & & & 1 & \\ & & & & & 1 \end{bmatrix}$$

$$\Delta = \begin{bmatrix} +1 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad \Delta X = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1.00 \\ 0 & 1.00 & 0 \end{bmatrix}$$

$$A_c = \begin{bmatrix} +1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & +1.00 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 1.00 & 0 \\ & & & +1 & 0 & 0 \\ & & & 0 & -1 & 0 \\ & & & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$A_c = \begin{bmatrix} 1.1 & & & & & \\ & -1 & & & & \\ & & 1 & & & \\ 0 & 0 & 0 & +1 & & \\ 0 & 0 & 1.0 & & -1 & \\ 0 & +1.0 & 0 & & & 1 \end{bmatrix}$$

$$A_{cf_c}^* = \begin{bmatrix} +1.3 & & & & & \\ & -1 & & & & \\ & & 1 & & & \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1.00 & 0 & -0.33 & 0 \\ 0 & +1.00 & 0 & 0 & 0 & 0.33 \end{bmatrix}$$

$$A_{cf_c}^* A_c = \begin{bmatrix} 1.3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & -1.0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 1.00 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1.00 & 0 & 1.33 & 0 \\ 0 & -1.00 & 0 & 0 & 0 & 1.33 \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} 10.03 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & 7.72 & 0 & 0 & 0 & -7.72 \\ & & 7.72 & 0 & 7.72 & 0 \\ & & & 0 & 0 & 0 \\ & & & & 10.21 & 0 \\ & & & & & 10.21 \end{bmatrix} \frac{1}{EI_0}$$

$$H_{03} = \begin{bmatrix} 1 & & & 0 & 0 & 0 \\ & 1 & & 0 & 0 & +2.0 \\ & & & 1 & 0 & -2.0 & 0 \\ & & & & 1 & & \\ & & & & & & 1 \end{bmatrix}$$

$$H_{03}^t = \begin{bmatrix} 1 & & & & & \\ & 1 & & & & \\ & & 1 & & & \\ & & & 1 & & \\ & & & & 1 & \\ & & & & & 1 \end{bmatrix}$$

Matriz de flexibilidad Ramal 03 (rama común)

$$A_{cf_c}^* = \begin{bmatrix} 58.62 & 0 & 0 & 0 & -216.71 & -69.18 \\ & 61.21 & 0 & 236.64 & 0 & -7.72 \\ & & 65.42 & 86.52 & 7.72 & 0 \\ & & & 1746.52 & 0 & 0 \\ & & & & 1.89 & 283.14 \\ & & & & & 129.45 \end{bmatrix}$$

Simétrica

$$-F_0^0 = \begin{bmatrix} -459.5 \\ +244.2 \\ +411.1 \\ +34.4 \\ +52.1 \\ -578.7 \end{bmatrix}; \quad EI_0 \delta_0^3 = \begin{bmatrix} +2016.5 \\ -2354.1 \\ +141.8 \\ -1955.3 \\ +6859.1 \\ -24877.7 \end{bmatrix}$$

$$\delta_3^3 = H_{03}^t \delta_0^3 = \begin{bmatrix} +2016.5 \\ -2354.1 \\ +141.8 \\ -1955.3 \\ +6859.1 \\ -24877.7 \end{bmatrix}$$

Miembro 01

$$K_{BC} = \frac{2.47}{EI_1} \begin{bmatrix} 1.3 & & & & & \\ & 1 & & & & \\ & & 0.52 & & & \\ & & & 0.52 & & \\ & & & & & \\ & & & & & \end{bmatrix}$$

$$\Delta = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & +1 \\ 1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad \Delta X = \begin{bmatrix} 0 & -8.30 & -0.55 \\ 8.30 & 0 & 0 \\ 0.55 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$A_c = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 8.30 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & +1 & +0.55 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & -8.30 & -0.55 \\ & & & 0 & 1 & 0 \\ & & & 0 & 0 & +1 \\ & & & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$A_c = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & & & \\ 1 & 0 & 0 & & & 0 \\ 0 & +1 & 0 & & & \\ 8.30 & 0.55 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & -8.30 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -0.55 & 0 & +1 & 0 \end{bmatrix}$$

$$A_c f_c^* = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & & & \\ 1.3 & 0 & 0 & & & 0 \\ 0 & +1 & 0 & & & \\ 10.79 & 10.55 & 0 & 0 & 0 & 0.52 \\ 0 & 0 & -8.30 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -0.55 & 0 & 10.52 & 0 \end{bmatrix} \cdot \frac{2.47}{EI_1}$$

$$A_c f_c^* A_c = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & -8.30 & -0.55 \\ 0 & 1.3 & 0 & 10.79 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0.55 & 0 & 0 \\ 0 & 10.79 & 0.55 & 10.38 & 0 & 0 \\ -8.30 & 0 & 0 & 0 & 68.87 & 4.56 \\ -0.55 & 0 & 0 & 0 & 4.56 & 0.82 \end{bmatrix} \cdot \frac{2.47}{EI_1}$$

2.47 =  
1.91

$$A_c f_c A_c = \begin{bmatrix} 9.61 & 0 & 0 & 0 & -17.76 & -5.28 \\ 12.49 & 0 & 103.09 & 0 & 0 & 0 \\ 4.61 & 5.28 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 66.855 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 662.03 & 43.82 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 7.88 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \cdot \frac{1}{EI_0}$$

Miembro 12

$$K_{BC} = \frac{8.30}{EI_1} \begin{bmatrix} 1.3 & & & & & \\ & 1 & & & & \\ & & 5.74 & & & \\ & & & 5.74 & & \\ & & & & & \\ & & & & & \end{bmatrix}$$

$$\Delta = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 \\ 0 & -1 & 0 \\ 1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad \Delta X = \begin{bmatrix} 0 & -4.15 & -1.80 \\ 4.15 & 0 & 0 \\ 1.80 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$A_c = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 1.80 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 4.15 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & -4.15 & -1.80 \\ & & & 0 & 0 & 1 \\ & & & 0 & 0 & -1 \\ & & & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$A_c = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & & & \\ 0 & -1 & 0 & & & 0 \\ 1 & 0 & 0 & & & \\ 1.80 & -4.15 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & -4.15 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & -1.80 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$A_c f_c^* = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & & & \\ 0 & -1 & 0 & & & 0 \\ 1.3 & 0 & 0 & & & \\ 2.34 & 4.15 & 0 & 0 & 0 & 5.74 \\ 0 & 0 & -4.15 & 0 & -5.74 & 0 \\ 0 & 0 & -1.80 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \cdot \frac{8.3}{EI_1}$$

$$A_c f_c^* A_c = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & -4.15 & -1.80 \\ 0 & 1 & 0 & 4.15 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1.3 & 2.34 & 0 & 0 \\ 0 & 4.15 & 2.34 & 27.17 & 0 & 0 \\ -4.15 & 0 & 0 & 0 & 22.94 & 7.47 \\ -1.80 & 0 & 0 & 0 & 0 & 3.24 \end{bmatrix} \cdot \frac{8.30}{EI_1}$$

8.30 =  
1.91

$$A_c f_c A_c = \begin{bmatrix} 32.03 & 0 & -132.75 & -68.22 \\ 32.03 & 152.95 & 0 & 0 \\ 416.4 & 74.77 & 0 & 0 \\ 870.47 & 0 & 0 & 1 \\ 735.57 & 239.22 & 0 & 0 \\ 103.80 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \cdot \frac{1}{EI_0}$$

$$\begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 \\ 0 & -1 & 0 \\ 1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \Delta X = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & -2.00 \\ 0 & 12.00 & 0 \end{bmatrix}$$

$$A_c = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 & 2.00 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$A_c^* A_c = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1.3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & +0.53 & 0 & 0 & 0 & 0.08 \\ 2.60 & 0 & 0.53 & 0 & -0.08 & 0 \\ 0 & +2.00 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$A_c^* A_c = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0.50 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & -0.53 & 0 & -2.00 \\ 1.3 & 0 & 2.60 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -0.53 & 0 & 0.34 & 0 & 1.04 \\ 0.53 & 0 & 2.60 & 0 & 5.54 & 0 \\ 0 & -2.00 & 0 & 1.04 & 0 & 1.00 \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 7.16 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -5.14 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \frac{1}{EI}$$

$$\Delta = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & -1 \end{bmatrix} \quad \Delta X = \begin{bmatrix} 0 & 1.06 & 0 \\ 1.06 & 0 & -1.00 \\ 0 & 1.00 & 0 \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 1.06 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 & +1.06 & 0 & +1.00 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & -1.00 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 \end{bmatrix}$$

$$A_c = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 1.06 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 & +1.06 & 0 & +1.00 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & -1.00 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 \end{bmatrix}$$

$$A_c^* A_c = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & +1.06 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 1.06 & 0 & -1.00 & 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & +1.00 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} 1.3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & +1.06 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & -1.00 & 0 & -0.33 & 0 \\ 0 & +1.00 & 0 & 0 & 0 & -0.33 & 0 \end{bmatrix}$$

$$A_c^* A_c = \begin{bmatrix} 1.3 & 0 & 0 & 0 & 1.37 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & +1.06 & 0 & -1.00 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 1.00 & 0 \\ 0 & -1.06 & 0 & 1.12 & 0 & +1.06 \\ 1.37 & 0 & 1.00 & 0 & 2.78 & 0 \\ 0 & 1.00 & 0 & -1.06 & 0 & 1.33 \end{bmatrix}$$

$$A_c^* A_c = \begin{bmatrix} 2.60 & 0 & 0 & 0 & 2.74 & 0 \\ 2.00 & 0 & 0 & +2.00 & 0 & -2.00 \\ 2.00 & 0 & 0 & 2.00 & 0 & 0 \\ 2.24 & 0 & 0 & +2.24 & 0 & 0 \\ 5.56 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 2.60 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 \end{bmatrix} \Delta X = \begin{bmatrix} 0 & 1.06 & 1.45 \\ -1.06 & 0 & 0 \\ -1.45 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$\Delta = \begin{bmatrix} 0 & -1 & 0 \\ -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 \end{bmatrix} \quad \Delta X = \begin{bmatrix} 0 & 1.06 & 1.45 \\ -1.06 & 0 & 0 \\ -1.45 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

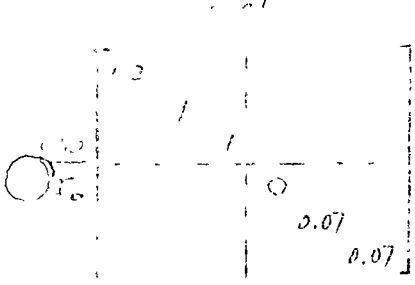
$$A_c = \begin{bmatrix} 0 & -1 & 0 & 0 & 1.06 & 0 & 0 \\ -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1.06 & -1.45 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 1.45 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 \end{bmatrix}$$

$$A_c^* A_c = \begin{bmatrix} 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1.06 & 0 & 1.45 & 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & -1.06 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1.45 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1.3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ 1.06 & 0 & 1.45 & 0 & -0.70 & 0 \\ 0 & -1.06 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1.45 & 0 & 0 & 0 & -0.70 \end{bmatrix}$$

$$A_c^* A_c = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 1.06 & 1.45 \\ 1.3 & 0 & 0 & -1.37 & 0 & 0 \\ 1 & 1.45 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1.37 & -1.45 & 4.25 & 0 & 0 \\ 1.06 & 0 & 0 & 0 & 1.12 & 1.53 \\ 1.45 & 0 & 0 & 0 & 1.53 & 2.80 \end{bmatrix}$$

$$A_c^* A_c = \begin{bmatrix} 2.90 & 0 & 0 & 3.07 & 4.20 \\ 3.77 & 0 & 0 & -3.97 & 0 & 0 \\ 2.90 & -4.20 & 0 & 0 & 0 \\ 12.42 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 3.07 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 3.11 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$



$$A = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 \\ 0 & -1 & 0 \\ 1 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$\Delta X = \begin{bmatrix} 0 & 1.53 & 2.90 \\ -1.53 & 0 & 0 \\ -2.90 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$A_c = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & -2.50 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & +1.53 & 0 & 0 \\ -1 & 0 & 0 & 0 & -1.53 & -2.90 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

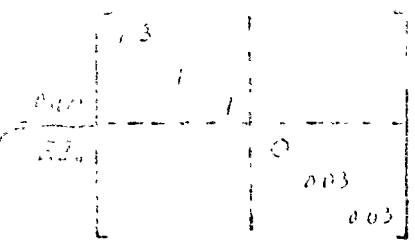
$$A_c' = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & -2.50 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & +1.53 & 0 & 0 \\ -1 & 0 & 0 & 0 & -1.53 & -2.90 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1.53 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0.07 \\ 0 & 0 & 1.53 & 0 & -0.07 & 0 \\ 0 & 0 & 2.90 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$A_c' A_c = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 1.53 & 2.90 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 1.53 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1.53 & -2.90 & 13.34 & 0 & 0 \\ 1.53 & 0 & 0 & 0 & 2.41 & 4.43 \\ 2.90 & 0 & 0 & 0 & 4.43 & 8.41 \end{bmatrix}$$

$$A_c' f_{bc} A_c = \begin{bmatrix} 0.93 & 0 & 1.42 & 2.70 \\ 0.93 & -1.42 & 0 & 0 \\ 1.21 & -3.12 & 0 & 0 \\ 12.49 & 0 & 0 & 0 \\ 2.24 & 2.12 & 0 & 0 \\ 2.82 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

miembro: 7A



$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & -1 \\ -1 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$\Delta X = \begin{bmatrix} 0 & 2.00 & 2.58 \\ -2.00 & 0 & 0 \\ -2.58 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$A_c = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & -2.00 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & +2.58 & 0 & 0 \\ -1 & 0 & 0 & 0 & -2.00 & -2.58 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 \\ -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$A_c' = \begin{bmatrix} 0 & 0 & -1 & -2.00 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & +2.58 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 & -2.00 & -2.58 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ 1.53 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -2.60 & +2.58 & 0 & 0 & 0 & -0.03 \\ 0 & 0 & -2.00 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -2.58 & 0 & 0.03 & 0 \end{bmatrix}$$

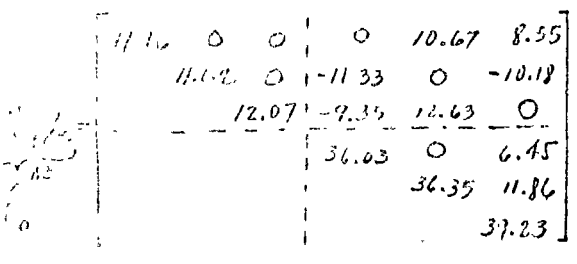
$$A_c' A_c = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 2.00 & 2.58 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 2.60 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -2.60 & -2.58 & 11.88 & 0 & 0 \\ 2.00 & 0 & 0 & 0 & 4.00 & 5.16 \\ 2.58 & 0 & 0 & 0 & -5.16 & 6.68 \end{bmatrix}$$

$$A_c' f_{bc} A_c = \begin{bmatrix} 0.64 & 0 & 1.03 & 1.03 \\ 0.83 & -1.66 & 0 & 0 \\ 0.68 & -1.65 & 0 & 0 \\ 7.60 & 0 & 0 & 0 \\ 2.01 & +3.20 & 0 & 0 \\ 4.27 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

Miembro de flexibilidad del canal 3A

$$EI_0 = 2,248,000 \text{ kg-m}^2$$

$$d_3 = A_0 d_n^3$$



$$\begin{bmatrix} 11.16 & 0 & 0 & 0 & 10.67 & 8.55 \\ 11.16 & 0 & -11.33 & 0 & -10.18 & 0 \\ 12.07 & -9.35 & 12.63 & 0 & 0 & 0 \\ 36.03 & 0 & 6.45 & 0 & 0 & 0 \\ 36.35 & 11.86 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 37.23 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \frac{1}{EI_0} ; +F_0^A$$

$$EI_0 \int_0^3 = \begin{bmatrix} +8.3 \\ +387.4 \\ +382.5 \\ +62.4 \\ +308.9 \\ +612.1 \end{bmatrix}$$

$$EI_0 \int_0^3 = \begin{bmatrix} -2030.1 \\ +2413.3 \\ -131.9 \\ +1771.9 \\ -750.5 \\ -16,858.5 \end{bmatrix}$$

$$EI_0 \int_0^3 = \begin{bmatrix} +2030.1 \\ -2413.3 \\ +131.9 \\ -1771.9 \\ +750.5 \\ +12,150.1 \end{bmatrix}$$

$$+ \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ -762.5 \\ -762.5 \\ -8410 \end{bmatrix}$$

Miembro de flexibilidad 0'A = 0'3 + 3A

$$\begin{bmatrix} 0.78 & 0 & 0 & 0 & -202.64 & -69.63 \\ 12.87 & 0 & 2.531 & 0 & -17.70 & 0 \\ 17.97 & 16.11 & 20.35 & 0 & 0 & 0 \\ 1782.55 & 0 & 6.45 & 0 & 0 & 0 \\ 1444.24 & 285.00 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 115.68 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \frac{1}{EI_0}$$

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
-6.12	0	0	0	0	0	0	0	-22.25	112.5	-33.21	-21.11	0	-4.1
-6.32	0	0	0	0	0	0	0	-21.25	-112.5	14.1	-21.11	0	-4.1
	+72.14	+31.27	0	0	+225.19	+231.59	0	0	-17.12	-172	0	0	+27.25
		+72.94	0	0	+236.59	+243.77	0	0	-7.72	-17.12	0	0	+5.1
			+73.05	+65.92	+77.10	+36.25	+22.45	+7.72	0	0	0	0	+3-5.78
				+73.05	+50.48	+77.10	+7.7	-21.25	0	0	0	0	+333.73
					+1732.42	+1746.24	0	0	+6.52	0	0	0	-41.25
						+1732.42	0	0	0	-6.52	0	0	-473.2
							+144.35	+27.72	+274.71	+233.87	-6,016	-234.25	-27.1
								+144.35	+27.72	+274.71	-6,016	-27.1	-27.1
									+133.91	+127.3	+12.44	+7.1	-
										+133.91	+127.3	+12.44	+7.1

Valores de las incógnitas

$$\begin{aligned}
 F_{2B} &= -33.44 & M_{2B} &= -333.4 \\
 F_{2A} &= 589.34 + 22.71 = 612.05 & M_{2A} &= 8.3 \\
 F_{1B} &= -12.65 + 269.91 = 257.26 & M_{1B} &= -145.2 \\
 F_{1A} &= -7.93 - 301.64 = -309.57 & M_{1A} &= 339.4 \\
 F_{4B} &= -96.8 & M_{4C} &= 451.2 \\
 & & M_{4D} &= 12.5
 \end{aligned}$$





Matricial

$$F = \begin{pmatrix} \alpha^1 \\ \alpha^2 \\ \alpha^3 \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} (A^1 A^1) & A^1 \\ A^1 & (A^1 A^2) \end{bmatrix} \begin{pmatrix} F^1 \\ F^2 \end{pmatrix}$$

si existe una restricción en el punto B (apoyo fijo), existe un desplazamiento

$$\begin{pmatrix} \alpha^2 \\ \alpha^3 \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} (A^1 + A^2) & A^1 & (A^1 A^3) \\ A^1 & (A^1 A^1) & A^1 \\ (A^1 A^3) & A^1 & (A^1 A^3) \end{bmatrix} \begin{pmatrix} F^2 \\ F^3 \\ F^3 \end{pmatrix}$$

siendo  $F^3 = k_{03} F^{30}$        $\bar{z}^3 = (k_{03}^{-1}) z^{30} = k_{03}^{-1} \alpha^3$

$$\begin{pmatrix} \alpha^1 \\ \alpha^2 \\ \alpha^3 \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} (A^1 A^1) & A^1 & (A^1 A^3) k_{03} \\ A^1 & (A^1 A^1) & A^1 k_{03} \\ (A^1 A^3) & A^1 & (A^1 A^3) k_{03} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} F^1 \\ F^2 \\ F^3 \end{pmatrix}$$

siendo una de las ecuaciones por  $k_{03}$  y norma  $k_{03} (k_{03})^{-1} = 1$

$$\begin{pmatrix} \alpha^1 \\ \alpha^2 \\ \alpha^3 \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} (A^1 A^1) & A^1 & (A^1 A^3) k_{03} \\ A^1 & (A^1 A^1) & A^1 k_{03} \\ k_{03} A^1 & k_{03} A^1 & k_{03} (A^1 A^3) k_{03} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} F^1 \\ F^2 \\ F^3 \end{pmatrix}$$

siendo  $k_{03}$  el apoyo fijo existe un apoyo elástico (resorte) en los ejes

$$\begin{pmatrix} \alpha^1 \\ \alpha^2 \\ \alpha^3 \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} (A^1 A^1) & A^1 & (A^1 A^3) k_{03} \\ A^1 & (A^1 A^1) & A^1 k_{03} \\ k_{03} (A^1 A^1) & k_{03} A^1 & k_{03} (A^1 A^3) k_{03} + A_3 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} F^1 \\ F^2 \\ F^3 \end{pmatrix}$$

$A_3$  - muelle diagonal en el eje  $z^3$   
 $A_3 = c_k$  es el apoyo elástico

si no existe el resorte  $A_3$  las ecuaciones se simplifican como sigue

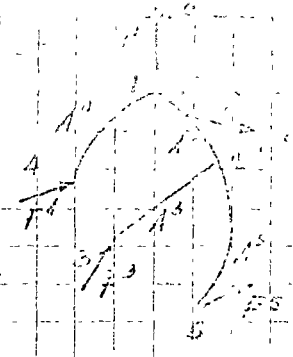
$$\begin{pmatrix} \alpha^1 \\ \alpha^2 \\ \alpha^3 \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} (A^1 A^1) & A^1 & (A^1 A^3) k_{03} \\ A^1 & (A^1 A^1) & A^1 k_{03} \\ k_{03} (A^1 A^1) & k_{03} A^1 & k_{03} (A^1 A^3) k_{03} + A_3 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} F^1 \\ F^2 \\ F^3 \end{pmatrix}$$

pero  $A^1 + A^3$  pueden nombrarse  $A^3$   
 y  $A^1 + A^2$  " " " "  $A^2$

por lo que tendríamos

$$\begin{pmatrix} \alpha^1 \\ \alpha^2 \\ \alpha^3 \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} A^2 & A^1 k_{03} \\ k_{03} (A^1) & k_{03} (A^3) k_{03} + A_3 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} F^2 \\ F^3 \end{pmatrix}$$

$$\begin{pmatrix} A^1 \\ A^2 \\ A^3 \\ A^4 \\ A^5 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} A^1 \\ A^2 \\ A^3 \\ A^4 \\ A^5 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} A^1 & A^2 & A^3 \\ A^4 & A^5 & A^6 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} F^3 \\ F^4 \\ F^5 \end{pmatrix}$$



... que el punto tiene una restricción intermedia  
... entre el punto 1 y 2

... para la misma. Te lo recomendaré. A' exterior con  
... (si la restricción es válida)

$$\begin{pmatrix} A^1 \\ A^2 \\ A^3 \\ A^4 \\ A^5 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} A^1 \\ A^2 \\ A^3 \\ A^4 \\ A^5 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} A^1 & A^2 & A^3 \\ A^4 & A^5 & A^6 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} F^3 \\ F^4 \\ F^5 \end{pmatrix}$$

... esta bien (Feb 13/01/57)

... efectos de la restricción en el punto 1  
... en el punto 1  
...  $F^d = K_{03} F^3$

... esta bien (Feb 13/01/57)  
... para investigar el signo menos  
... esta bien (Feb 13/01/57)

$$\begin{pmatrix} A^1 \\ A^2 \\ A^3 \\ A^4 \\ A^5 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} A^1 \\ A^2 \\ A^3 \\ A^4 \\ A^5 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} A^1 & A^2 & A^3 \\ A^4 & A^5 & A^6 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} F^3 \\ F^4 \\ F^5 \end{pmatrix}$$

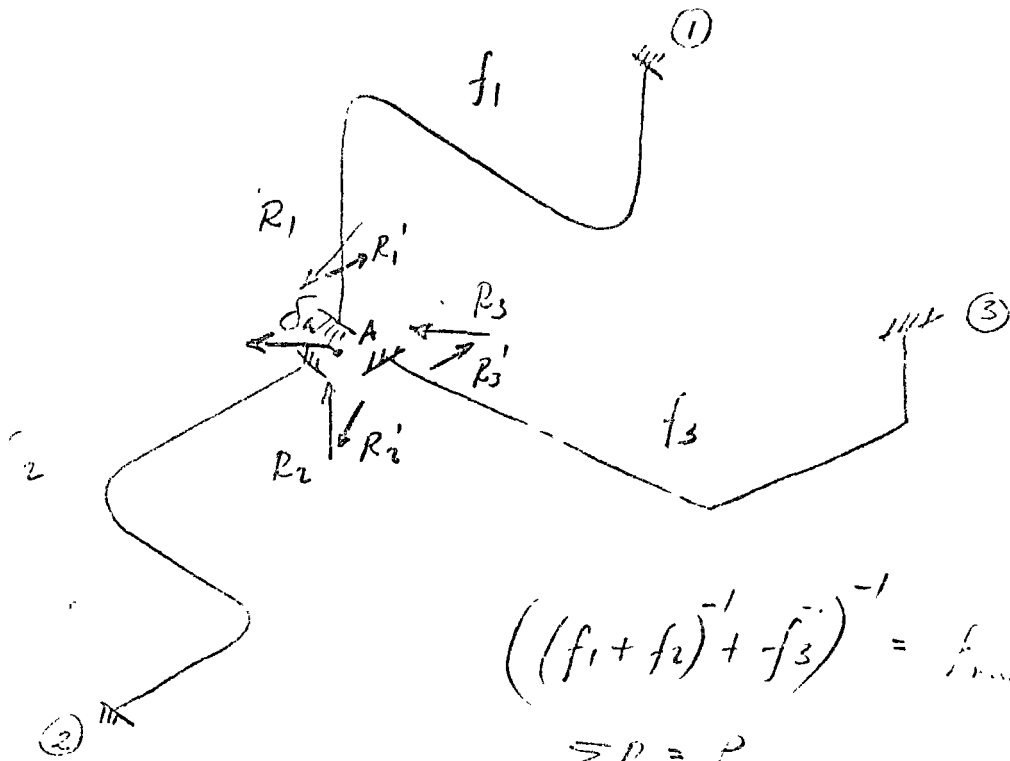
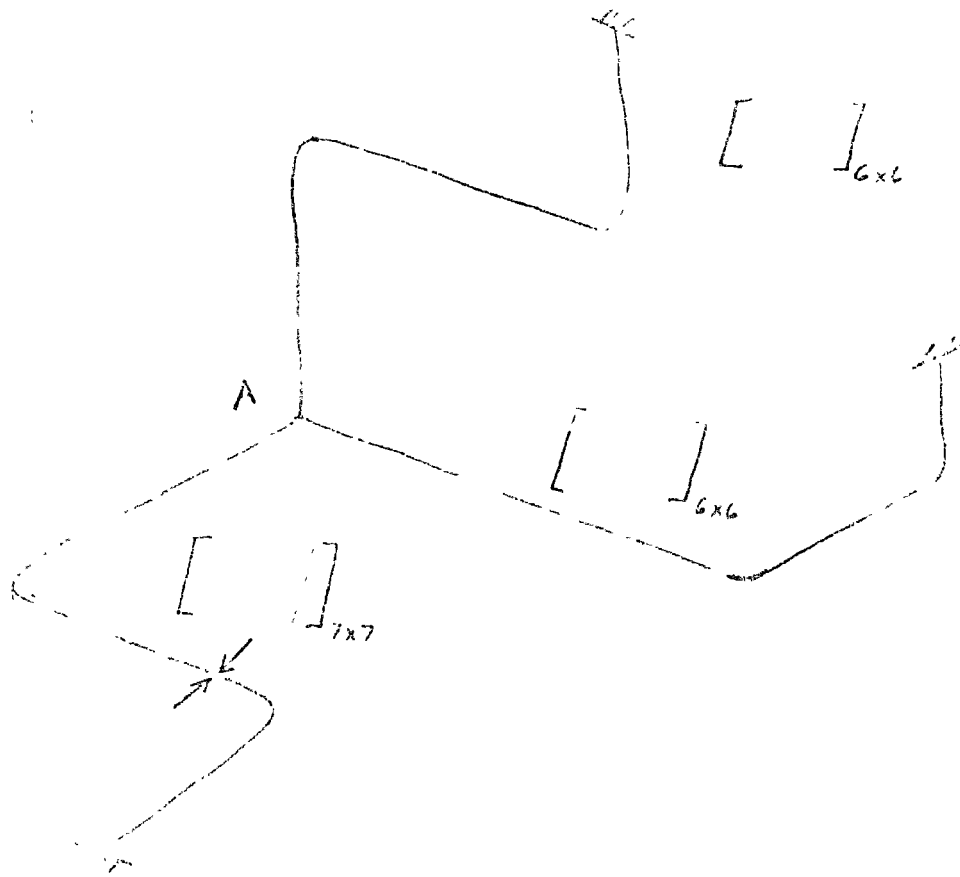
... la última ecuación p.c.  $K_{03}$  y teniendo en cuenta que  $K_{03}$   
...  $K_{03} A^1$   $K_{03} (A^2 + A^3)$   
...  $\begin{pmatrix} A^1 \\ A^2 \\ A^3 \\ A^4 \\ A^5 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} A^1 \\ A^2 \\ A^3 \\ A^4 \\ A^5 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} A^1 & A^2 & A^3 \\ A^4 & A^5 & A^6 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} F^3 \\ F^4 \\ F^5 \end{pmatrix}$

... nodos de apoyo elásticos ortogonales del mismo modo multiplicar la última ecuación con  $K_{03}$   
...  $K_{03} (A^1 + A^2) F^3$   
...  $\begin{pmatrix} A^1 \\ A^2 \\ A^3 \\ A^4 \\ A^5 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} A^1 \\ A^2 \\ A^3 \\ A^4 \\ A^5 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} A^1 & A^2 & A^3 \\ A^4 & A^5 & A^6 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} F^3 \\ F^4 \\ F^5 \end{pmatrix}$



PA.54

2-XII-72

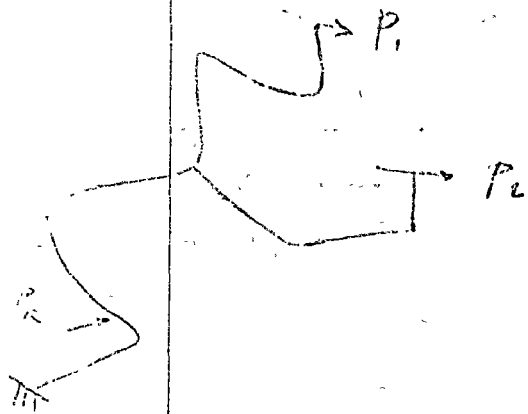


$$\left( (f_1 + f_2)^{-1} + f_3^{-1} \right)^{-1} = f_{\text{fixed}}$$

$$\sum R_i = P$$

$$f_{\text{fixed}} P = \int_{\text{node } A}$$

$$\begin{array}{c}
 F \\
 \left[ \begin{array}{ccc}
 f_{11} & f_{12} & f_{1R} \\
 f_{21} & f_{22} & f_{2R} \\
 f_{R1} & f_{R2} & f_{RR}
 \end{array} \right]
 \end{array}
 \begin{array}{c}
 P \\
 \left\{ \begin{array}{c}
 \bar{P}_1 \\
 \bar{P}_2 \\
 \bar{P}_R
 \end{array} \right\}
 \end{array}
 =
 \begin{array}{c}
 \delta \\
 \left\{ \begin{array}{c}
 \bar{J}_1 \\
 \bar{J}_2 \\
 \bar{J}_R
 \end{array} \right\}
 \end{array}$$



Método de los nodos con <sup>una</sup> compatibilización 8-77-74

1º Analizar el problema como si no existiera

2º calculando el desplazamiento del punto donde está la restricción

3º Aplicar una carga unitaria en la dirección que actúa la restricción y transportarla al punto normal

4º Multiplicar estas fuerzas por la matriz de flexibilidad del sistema para calcular los desplazamientos del punto normal

5º Para cada línea calcular los elementos momentáneos debidos a ese desplazamiento, multiplicando la flexibilidad <sup>rigidez</sup> de cada rama

6º Calcular el desplazamiento en el punto de la restricción debido a este efecto

7º Plantear la ecuación de compatibilidad

8º Resolver los estados

SUBDIRECCION DE INGENIERIA DE PROYECTOS  
 DEPARTAMENTO DE ANALISIS DE ESFUERZOS  
 ANALISIS MATRICIAL DE FLEXIBILIDAD EN TUBERIAS MASH2

\*\*\*\*\*

CONTRATO 1000      PROBLEMA NUM 20.0      NO.DE RAMALES 3

\*\*\*\*\* LINEA DE PRUEBA KELLOGG CO. PAG 147 REVISO ABS 1-XII-72

DIAM=13.525(PULG)      ESP=1.688(PULG)      MOM INER= 1150.35(PULG\*\*4)  
 MOD ELA= 0.227E 08(LB/PULG\*\*2)      TEMP= 974F      CLAVE MAT=1      C.EXP.= 0.0073

----DATOS DEL RAMAL 1

JMAX= 6      PRES= 0      NRES= 0      RX= 0      RY= 0      RZ= 0

COORDENADAS FINALES DE LOS MIEMBROS

PUNTO	X	Y	Z	R	K1	Q	D
1	0.0	0.0	-0.256	0	1.000	2.680	10.500
2	0.0	0.0	-4.252	0	1.000	2.680	10.500
3	-1.250	0.0	-5.502	1	1.650	2.680	10.500
4	-12.750	0.0	-5.502	0	1.000	2.680	10.500
5	-14.000	1.250	-5.502	1	1.650	2.680	10.500
6	-14.000	8.000	-5.502	0	1.000	2.680	10.500
	-14.000	8.000	-5.502				

MOVIMIENTOS RELATIVOS DE BOQUILLAS

MOV X=-0.04170      MOV Y=-0.02080      MOV Z= 0.03993  
 GIR X= 0.0      GIR Y= 0.0      GIR Z= 0.0

FLEXIBILIDAD HASTA EL PUNTO 2

0.114E 02	0.0	0.0	0.0	-0.242E 02	0.0
0.0	0.114E 02	0.0	0.242E 02	0.0	0.0
0.0	0.0	0.148E 02	0.0	0.0	0.0
0.0	0.242E 02	0.0	0.687E 02	0.0	0.0
-0.242E 02	0.0	0.0	0.0	0.687E 02	0.0
0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.181E 00

FLEXIBILIDAD HASTA EL PUNTO 4

0.592E 02	0.0	-0.586E 00	0.0	-0.284E 03	0.0
0.0	0.509E 02	0.0	0.238E 03	0.0	-0.227E 03
-0.586E 00	0.0	0.534E 02	0.0	0.222E 03	0.0
0.0	0.238E 03	0.0	0.122E 04	0.0	-0.121E 04
-0.234E 03	0.0	0.222E 03	0.0	0.333E 04	0.0



---DATOS DEL RAMAL 3

IMAX= 10      PRES= 0      NRES= 0      RX= 0      RY= 0      RZ= 0

COORDENADAS FINALES DE LOS MIEMBROS

PUNTO	X	Y	Z	R	K <sub>L</sub>	Q	D
1	0.941	0.0	0.0	0	1.000	1.000	13.625
2	13.778	0.0	0.0	0	1.000	1.000	13.625
3	54.097	0.0	0.0	0	1.000	1.000	13.625
4	54.711	0.0	1.625	1	1.070	1.000	13.625
5	54.711	0.0	27.096	0	1.000	1.000	13.625
6	54.711	1.625	28.721	1	1.070	1.000	13.625
7	54.711	80.670	28.721	0	1.000	1.000	13.625
8	54.711	82.295	27.096	1	1.070	1.000	13.625
9	54.711	82.295	9.861	0	1.000	1.000	13.625
10	55.326	82.295	3.236	1	1.070	1.000	13.625
11	69.366	82.295	8.236	0	1.000	1.000	13.625
12	70.515	82.295	8.712	1	1.070	1.000	13.625
13	70.228	82.295	16.424	0	1.000	1.000	9.000
14	79.023	80.705	17.220	1	1.950	1.000	9.000
15	79.023	80.705	17.220	0	1.000	1.000	9.000

MOVIMIENTOS RELATIVOS DE BOQUILLAS

MOV X= 0.04170      MOV Y= 0.0      MOV Z= 0.0  
 GIR X= 0.0      GIR Y= 0.0      GIR Z= 0.0

FLEXIBILIDAD HASTA EL PUNTO 2

0.438E 02	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
0.0	0.337E 02	0.0	0.0	0.0	0.0	0.569E 01
0.0	0.0	0.327E 02	0.0	0.0	-0.569E 03	0.0
0.0	0.0	0.0	0.0	0.537E 00	0.0	0.0
0.0	0.0	-0.569E 03	0.0	0.0	0.128E 05	0.0
0.0	0.569E 03	0.0	0.0	0.0	0.0	0.128E 05

FLEXIBILIDAD HASTA EL PUNTO 3

0.690E 02	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
0.0	0.531E 02	0.0	0.0	0.0	0.0	0.141E 04
0.0	0.0	0.531E 02	0.0	0.0	-0.141E 04	0.0
0.0	0.0	0.0	0.0	0.845E 00	0.0	0.0
0.0	0.0	-0.141E 04	0.0	0.0	0.499E 05	0.0
0.0	0.141E 04	0.0	0.0	0.0	0.0	0.499E 05

FLEXIBILIDAD HASTA EL PUNTO 5

0.975E 02	0.0	0.387E 00	0.0	0.0	0.357E 01	0.0
0.0	0.813E 02	0.0	-0.367E 03	0.0	0.0	0.293E 01
0.337E 00	0.0	0.862E 02	0.0	0.0	-0.333E 01	0.0
0.0	-0.367E 03	0.0	0.663E 04	0.0	0.0	-0.333E 01



0.975E 02	0.0	0.187E 00	0.0	0.357E 03	0.0
0.0	0.813E 02	0.0	-0.367E 03	0.0	0.295E 04
0.187E 00	0.0	0.892E 02	0.0	-0.338E 04	0.0
0.0	-0.367E 03	0.0	0.663E 04	0.0	-0.201E 05
0.357E 03	0.0	-0.338E 04	0.0	0.164E 06	0.0
0.0	0.295E 04	0.0	-0.201E 05	0.0	0.134E 06

FLEXIBILIDAD HASTA EL PUNTO 7

0.179E 03	0.0	0.187E 00	0.0	0.270E 04	-0.325E 04
0.0	0.187E 03	0.187E 00	-0.340E 04	-0.102E 02	0.874E 04
0.187E 00	0.187E 00	0.171E 03	0.325E 04	-0.787E 04	0.102E 02
0.0	-0.340E 04	0.325E 04	0.269E 06	-0.178E 06	-0.186E 06
0.270E 04	-0.102E 02	-0.787E 04	-0.178E 06	0.478E 06	-0.940E 05
-0.325E 04	0.874E 04	0.102E 02	-0.186E 06	-0.940E 05	0.626E 06

FLEXIBILIDAD HASTA EL PUNTO 9

0.199E 03	0.0	0.187E 00	0.0	0.310E 04	-0.490E 04
0.0	0.207E 03	0.0	-0.382E 04	0.0	0.985E 04
0.187E 00	0.0	0.197E 03	0.535E 04	-0.927E 04	0.0
0.0	-0.382E 04	0.535E 04	0.450E 06	-0.292E 06	-0.209E 06
0.310E 04	0.0	-0.927E 04	-0.292E 06	0.562E 06	-0.126E 06
-0.490E 04	0.985E 04	0.0	-0.209E 06	-0.126E 06	0.321E 06

FLEXIBILIDAD HASTA EL PUNTO 15

0.237E 03	0.259E 00	0.144E 01	0.990E 02	0.340E 04	-0.798E 04
0.259E 00	0.229E 03	0.259E 00	-0.414E 04	-0.160E 02	0.120E 05
0.144E 01	0.259E 00	0.230E 03	0.811E 04	-0.116E 05	-0.830E 02
0.990E 02	-0.414E 04	0.811E 04	0.681E 06	-0.480E 06	-0.239E 06
0.340E 04	-0.160E 02	-0.116E 05	-0.480E 06	0.724E 06	-0.152E 06
-0.798E 04	0.120E 05	-0.830E 02	-0.239E 06	-0.152E 06	0.122E 07

PIV.MAYOR= 0.1222E 07 PIV.MENOR= 0.3039E 02 DET.=0.1042E 24

MATRIZ DE RIGIDEZ

0.899E-02	-0.438E-02	-0.629E-02	-0.281E-04	-0.147E-03	0.775E-04
-0.438E-02	0.120E-01	-0.285E-02	0.345E-04	-0.319E-04	-0.144E-03
-0.629E-02	-0.285E-02	0.329E-01	0.330E-04	0.591E-03	0.685E-04
-0.281E-04	0.345E-04	0.330E-04	0.393E-05	0.341E-05	0.875E-06
-0.147E-03	-0.319E-04	0.591E-03	0.341E-05	0.141E-04	0.132E-05
0.775E-04	-0.144E-03	0.685E-04	0.675E-06	0.182E-05	0.709E-06

COMPROBACION DE LA INVERSA DE FLEXX

1.000	0.000	0.000	0.000	0.000	-0.000
0.000	1.000	0.000	0.000	0.000	-0.000
0.000	-0.000	1.000	0.000	-0.000	0.000
0.0	0.000	0.0	1.000	0.000	0.000
0.000	0.000	-0.000	-0.000	1.000	-0.000
-0.000	-0.000	0.000	-0.000	-0.000	1.000

VALORES DE LA CONSTANTES PARA LAS CONDICIONES 1+2

0. 0. 0.  
111593744. 106246240. 22669248.

MOMENTOS (LBS-FT) Y FUERZAS (LBS) FUNDANTES



MOVIENTOS (LBS-FT. Y FUERZAS (LBS) FUNDAMENTALES

-16970.      -2788.      68052.      816.      1925.      239.  
 PIV.MAYOR= 0.1786E 00    PIV.MENOR= 0.5037E-03    DET.=0.1967E-11

MATRIZ DE FLEXIBILIDAD DEL SISTEMA

0.192E 02	-0.258E 01	0.159E 01	0.266E 01	0.166E 02	0.576E 01
-0.258E 01	0.618E 01	0.183E-01	-0.877E-01	-0.161E 00	-0.188E 02
0.199E 01	0.183E-01	0.152E 02	0.134E 02	0.977E 02	-0.192E 01
0.266E 01	-0.877E-01	0.134E 02	0.237E 03	0.372E 03	-0.239E 01
0.166E 02	-0.161E 00	0.977E 02	0.372E 03	0.199E 04	-0.155E 02
0.576E 01	-0.188E 02	-0.192E 01	-0.239E 01	-0.155E 02	0.141E 04

DESPLAZAMIENTOS DEL PUNTO RAMAL (EN PIES)

GIRO-X      GIRO-Y      GIRO-Z      DESP-X      DESP-Y      DESP-Z  
 0.00083    -0.00015    -0.00635    0.13366    -0.09352    -0.00148

FUERZAS DEL RAMAL 1

397.      1240.      -12079.      -588.      -222.      -170.

ELEMENTOS MECANICOS TRANSPORTADOS

PUNTO	MX (LB-PIE)	MY (LB-PIE)	MZ (LB-PIE)	FX (LB)	FY (LB)	FZ (LB)	DEF (PSI)	FLUJ
1	454.	1089.	-12079.	-588.	-222.	-170.	1771.	1.0
2	1343.	-1262.	-12079.	-588.	-222.	-170.	1773.	1.0
3	1621.	-1785.	-12357.	-588.	-222.	-170.	1898.	1.0
4	1621.	169.	-14915.	-588.	-222.	-170.	2100.	1.0
5	1833.	381.	-15929.	-588.	-222.	-170.	2354.	1.0
6	2980.	502.	-19900.	-588.	-222.	-170.	2954.	1.0

DESPLAZAMIENTOS EN PUNTOS SELECCIONADOS DEL RAMAL 1 (EN PIES)

PUNTO	CLAVE	GIRO-X	GIRO-Y	GIRO-Z	DESPLAZ-X	DESPLAZ-Y	DESPLAZ-Z
2		0.00005	-0.00000	-0.00099	-0.000054	0.000095	-0.000000
					0.0	0.0	-0.030467
		0.00083	-0.00015	-0.00635	0.134300	-0.099991	-0.00148
		-----	-----	-----	-----	-----	-----
		0.00078	-0.00015	-0.00537	0.134354	-0.090086	-0.032320
4		0.00052	-0.00022	-0.00383	-0.000022	0.032157	-0.002008
					-0.002563	0.0	-0.036442
		0.00083	-0.00015	-0.00635	0.134407	-0.007946	-0.000000
		-----	-----	-----	-----	-----	-----
		0.00083	-0.00015	-0.00635	0.134446	-0.040103	-0.011212

0.000075	-0.000025	-0.000537	0.134454	-0.000066	-0.000000
0.000052	-0.000022	-0.000385	-0.000022	0.052.57	-0.000000
			-0.092563	0.0	-0.000000
0.000083	-0.000015	-0.000635	0.134467	-0.007946	-0.000000
-----	-----	-----	-----	-----	-----
0.000031	0.000007	-0.000252	0.041946	-0.040193	-0.041210
0.000083	-0.000015	-0.000635	0.041977	0.037270	0.000000
			-0.101637	0.058078	-0.000000
0.000083	-0.000015	-0.000635	0.185314	-0.000000	0.000000
-----	-----	-----	-----	-----	-----
-0.000000	-0.000000	-0.000000	0.041700	0.020800	-0.000000

FUERZAS DEL RAMAL 2

9443.	-2168.	-7939.	-222.	-842.	-91.
-------	--------	--------	-------	-------	------

ELEMENTOS MECANICOS TRANSPORTADOS

PUNTO	FX (LB-PIE)	FY (LB-PIE)	FZ (LB-PIE)	FX (LB)	FY (LB)	FZ (LB)	SSF (PSI)	F.I.
2	5732.	-2111.	-7939.	-222.	-842.	-91.	1470.	1.00
3	2367.	-1223.	-7939.	-222.	-842.	-91.	1220.	1.00
4	1315.	-833.	-8991.	-222.	-842.	-91.	1330.	1.00
5	1315.	209.	-18676.	-222.	-842.	-91.	274.	1.00
6	1428.	322.	-20006.	-222.	-842.	-91.	2544.	1.00
6	2039.	322.	-21506.	-222.	-842.	-91.	3171.	1.00

DESPLAZAMIENTOS EN PUNTOS SELECCIONADOS DEL RAMAL 2 (EN PIES)

PUNTO	CLAVE	GIRO-X	GIRO-Y	GIRO-Z	DESPLAZ-X	DESPLAZ-Y	DESPLAZ-Z
2		0.000026	-0.000011	-0.000065	-0.000248	-0.000665	-0.000000
					0.0	0.0	0.000000
		0.000083	-0.000015	-0.000635	0.133028	-0.097055	-0.001453
4		0.000057	-0.000004	-0.000570	0.133275	-0.096420	0.029403
		0.000060	-0.000021	-0.000335	-0.000405	0.023529	-0.000407
6					-0.092563	0.0	0.000000
		0.000083	-0.000015	-0.000635	0.132841	-0.017087	-0.000000
		0.000023	0.000006	-0.000300	0.040683	-0.040616	0.000000
6		0.000083	-0.000015	-0.000635	0.040331	0.028132	0.000000
					-0.101637	0.058078	0.000000
		0.000083	-0.000015	-0.000635	0.183668	-0.000000	0.000000
	0.000000	0.000000	-0.000000	0.041700	0.020800	0.000000	

FUERZAS DEL RAMAL 3

-6345.	928.	20017.	810.	1005.	200.
--------	------	--------	------	-------	------

ELEMENTOS MECANICOS TRANSPORTADOS

COORDENADAS MECANICAS TRANSFERIDAS

PUNTO	FX (LB-PIE)	FY (LB-PIE)	FZ (LB-PIE)	FX (LB)	FY (LB)	FZ (LB)
1	-6345.	1173.	19916.	810.	1065.	260.
2	-6345.	9713.	-15990.	810.	1065.	260.
3	-6345.	14755.	-36500.	810.	1065.	260.
4	-4615.	13862.	-38229.	810.	1065.	260.
5	22503.	-6775.	-38229.	810.	1065.	260.
6	23809.	-8091.	-36913.	810.	1065.	260.
7	3221.	-8091.	27229.	810.	1065.	260.
8	1068.	-6775.	28445.	810.	1065.	260.
9	-17281.	7189.	28445.	810.	1065.	260.
10	-19011.	8929.	26715.	810.	1065.	260.
11	-19011.	12223.	12844.	810.	1065.	260.
12	-18504.	12237.	11620.	810.	1065.	260.
13	-10294.	7997.	3410.	810.	1065.	260.
14	-9154.	7560.	1652.	810.	1065.	260.
15	-9033.	7560.	1275.	810.	1065.	260.

DESPLAZAMIENTOS EN PUNTOS SELECCIONADOS DEL RAMAL 3 (L.L.P)

PUNTO	CLAVE	GIRO-X	GIRO-Y	GIRO-Z	DESPLAZ-X	DESPLAZ-Y
2		-0.00153	0.00099	0.00038	0.000002	0.02524
					0.244856	0.0
		0.00083	-0.00015	-0.00635	0.133664	-0.307609
		-----	-----	-----	-----	-----
		0.00236	-0.00114	-0.00674	0.378517	-0.333063
3		-0.00241	0.00230	-0.00241	0.000004	0.009157
					0.385396	0.0
		0.00083	-0.00015	-0.00635	0.133664	-0.430000
		-----	-----	-----	-----	-----
		0.00325	-0.00245	-0.00394	0.519056	-0.439909
5		-0.00129	0.00301	-0.01003	0.030510	0.065970
					0.397192	0.0
		0.00083	-0.00015	-0.00635	0.129610	-0.463634
		-----	-----	-----	-----	-----
		0.00212	-0.00316	0.00367	0.446292	-0.529614
7		0.00495	-0.00174	-0.01290	1.213487	0.067100
					0.397192	0.505617
		0.00083	-0.00015	-0.00635	0.641896	-0.464111
		-----	-----	-----	-----	-----
		-0.00412	0.00159	0.00644	-0.174399	0.052779
9		0.00422	-0.00188	-0.00881	1.271413	0.157779
					0.397192	0.507412
		0.00083	-0.00015	-0.00635	0.655041	-0.449317
		-----	-----	-----	-----	-----
		-0.00339	0.00173	0.00245	-0.219180	-0.009634
1		0.00083	-0.00015	-0.00635	1.259229	-0.002885
					0.573657	0.385100
		0.00083	-0.00015	-0.00635	0.643837	-0.609101
		-----	-----	-----	-----	-----
		-0.00000	0.00000	0.00000	-0.041705	0.000000

0.00412	-0.00188	-0.00881	1.271413	0.157779	0.177115
0.00422	-0.00188	-0.00881	0.397192	0.397442	0.071508
0.00083	-0.00015	-0.00635	0.653041	-0.449317	0.073091
-----	-----	-----	-----	-----	-----
-0.00339	0.00173	0.00245	-0.219180	-0.009654	-0.030437
0.00083	-0.00015	-0.00635	1.259229	-0.023995	0.232417
0.00082	-0.00015	-0.00635	0.573687	0.535898	0.125010
0.00082	-0.00015	-0.00635	0.643837	-0.609891	0.077407
-----	-----	-----	-----	-----	-----
-0.00000	0.00000	0.00000	-0.041705	0.000003	-0.000000

PROBLEMA TERMINADO

## SAMPLE ANALYSES

In this part of the report brief problem descriptions for a set of standard data cases available with program SAP IV are given. Naturally, the few sample analyses can only demonstrate to a small degree the capabilities of the program. In general, detailed problem descriptions can be found in the references from which the sample analyses have been taken.

### 1. Static Analysis of Pipe Network

The pipe network shown in Fig. 9 corresponds to a sample problem solution presented in the User's Manual for the "ADLPIPE" piping analysis computer code [35]. The purpose of this analysis is to predict the static response of the system under the combined effects of:

- (1) concentrated loads
- (2) vertical (y-direction) gravity loads
- (3) uniform temperature increase
- (4) non-zero displacements imposed at one support point

Table 5 compares the reactions printed in the SAP and ADLPIPE solutions. The two solutions are in fair agreement; the SAP results satisfy equilibrium to all six digits, appearing in the printed output. In the table of applied loads, a total weight of 6284.03 lbs results from 950.686 inches of pipe weighing 6.61 lbs per inch.

### 2. Static Shell Analysis

The clamped spherical shell shown in Fig. 10 is analyzed for stresses produced by a uniform pressure applied on its outside surface. The SAP model represents a five degree wedge of the shell with eighteen

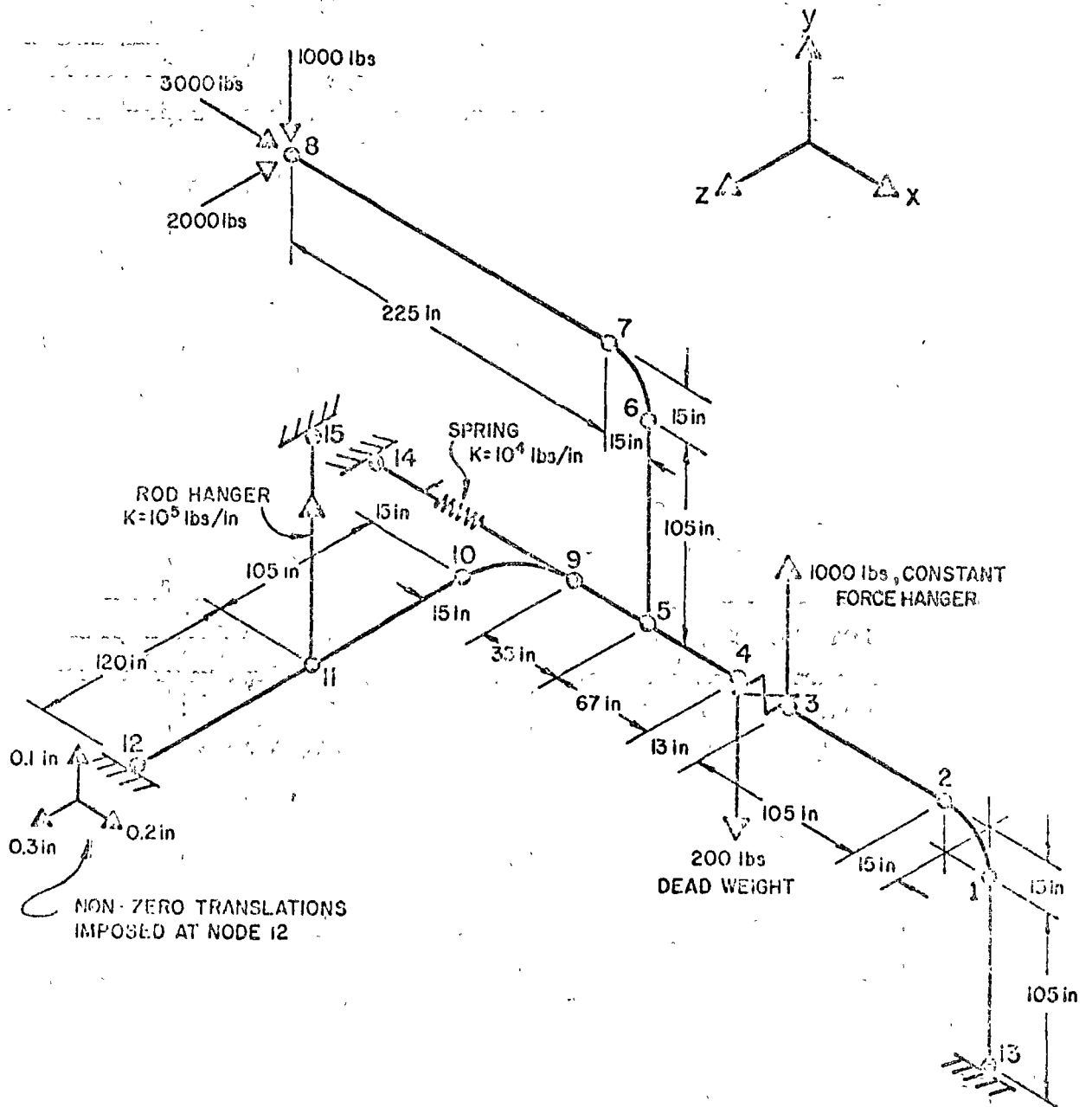


FIGURE 9: SAP MODEL OF PIPE NETWORK GIVEN  
IN ADLPIPE MANUAL

TABLE 5 FORCE EQUILIBRIUM SUMMARY  
(SAP ANALYSIS OF ADLPIPE EXAMPLE 4)

A. REACTIONS

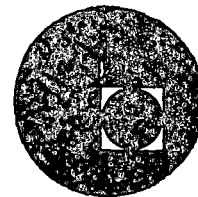
NODE	SAP			ADLPIPE		
	FX	FY	FZ	FX	FY	FZ
9	5643.51			5659.		
11		-4044.59			-4052.	
12	2350.08	4023.01	-4960.70	2361.	4026.	-4966.
13	-10993.59	4505.61	2960.70	-11021.	4509.	2966.
TOTAL	-3000.00	4484.03	-2000.00	-3001.	4483.	-2000.

B. APPLIED LOADS

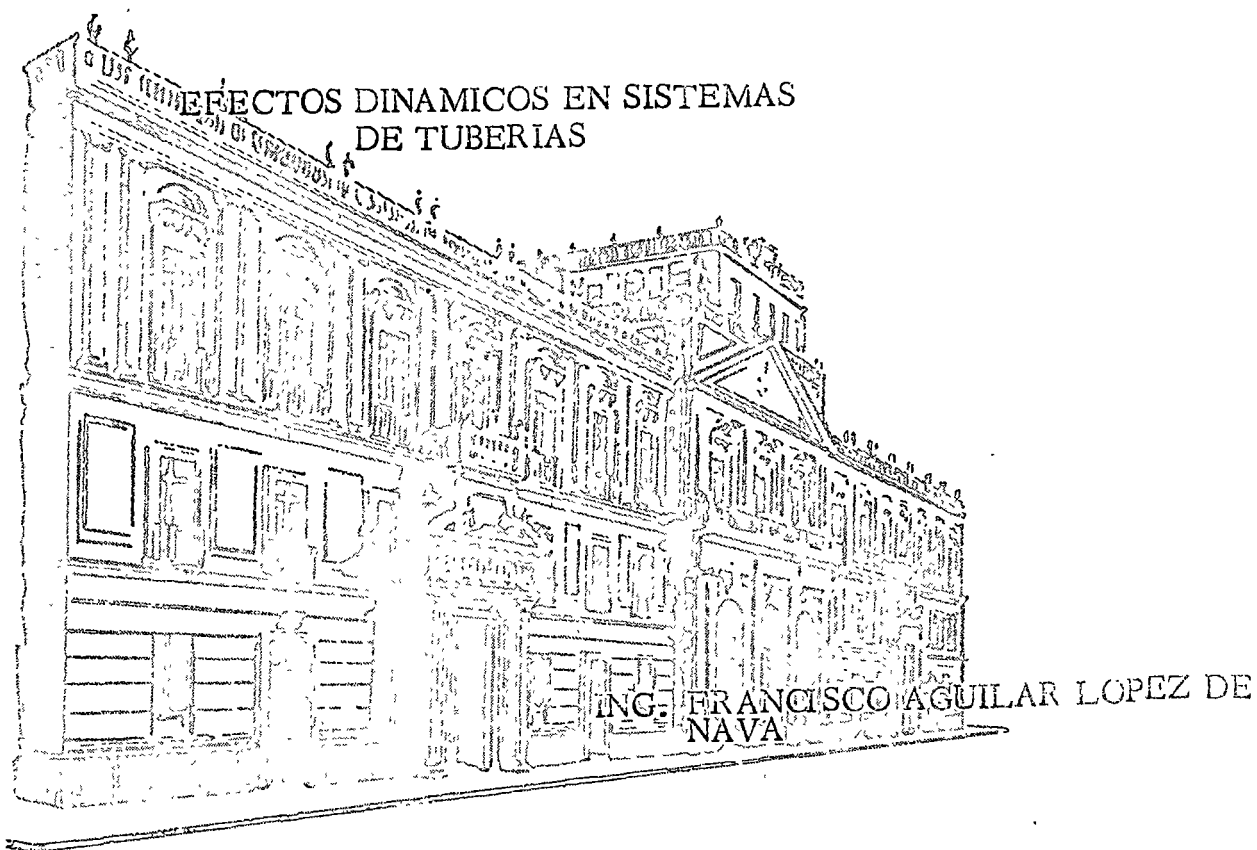
LOADING TYPE	D I R E C T I O N		
	X	Y	Z
CONCENTRATED:			
at node 3		1000.00	
at node 4		-200.00	
at node 8	3000.	1000.00	2000.
DISTRIBUTED WEIGHT:		-6284.03	
TOTAL	3000.	-4484.03	2000.



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



ANÁLISIS Y DISEÑO DE TUBERIAS PARA PLANTAS INDUSTRIALES



Marzo, 1977





Centro de Educacion Superior  
Instituto de Estudios Avanzados  
Calle 10 de Agosto, No. 1000



INSTITUTO VENEZOLANO DE INVESTIGACIONES CIENTÍFICAS

DIRECCION GENERAL DE INVESTIGACIONES  
CIENTÍFICAS

INSTITUTO VENEZOLANO DE INVESTIGACIONES CIENTÍFICAS

INSTITUTO VENEZOLANO DE INVESTIGACIONES CIENTÍFICAS

INSTITUTO VENEZOLANO DE INVESTIGACIONES CIENTÍFICAS

### Introducción

La intención de este capítulo es presentar un resumen de las bases de la teoría de vibraciones aplicables a sistemas de tubería para auxiliar al diseñador a lograr prácticas de diseño que eviten la aparición de vibraciones objetables o dañinas en condiciones de operación.

Los efectos dañinos de las vibraciones no siempre se son interpretados adecuadamente, ya que han ocurrido fallas debidas a vibración que se han atribuido a otras causas; mientras que por el contrario, oscilaciones de amplitud perceptible, pero no dañinas, han dado lugar a alarmas excesivas.

Entre los efectos indeseables que debe considerar el diseñador de tubería están:

- a) Las pulsaciones de flujo que pueden producir una operación ruidosa y una turbulencia excesiva que a su vez genere mayor transferencia de calor.
- b) Daño o fuga de juntas críticas y sellos
- c) Efectos perjudiciales en equipo interconectado
- d) Corrosión, erosión
- e) Efectos psicológicos en las personas
- f) Falla por fatiga
- g) Propagación de grietas a partir de defectos en la tubería
- h) Transmisión de vibraciones a estructuras de soporte

Se ha publicado relativamente poco sobre vibración de tubería, - sin embargo, hay una gama muy amplia de material general sobre vibraciones mecánicas que es directamente aplicable a las oscilaciones estructurales de tubería.

Los libros de texto de S. Timoshenko "Vibration Problems in Engineering" y de J. Den Hartog "Mechanical Vibrations" son los más -- conocidos por su tratamiento ingenieril de los fundamentos de las vibraciones mecánicas y estructurales.

## Definiciones

1. Período de vibración,  $T$ , (en segundos) es el tiempo que tarda un sistema en efectuar una oscilación completa.
2. Frecuencia de oscilación,  $f$ , (en ciclos por segundo) es igual al recíproco del período de vibración.
3. La frecuencia angular,  $\omega$ , (en radianes por segundo) es la frecuencia en radianes.
4. Grados de libertad es el número de cantidades independientes que definen la posición de un sistema.
5. Modo principal de vibración es la "forma" o configuración que adopta un sistema al vibrar a una frecuencia definida. El número de modos es igual al número de grados de libertad.
6. Frecuencia natural es la frecuencia menor, se conoce como fundamental.
7. Amortiguamiento es una fuerza proporcional a la velocidad de vibración que tiende a reducir las amplitudes de vibración.
8. Resonancia es la amplificación de la amplitud de vibración - producida por una coincidencia entre alguna frecuencia natural  $\omega$ , y la frecuencia de excitación externa.
9. Factor de amplificación es la relación entre la máxima amplitud de vibración y la deflexión estática y es función del cociente de la frecuencia de excitación y la natural, así como del amortiguamiento.

## Fuentes de excitación

Debe distinguirse cuidadosamente entre los tres tipos de vibración existente:

- a) libre
- b) forzada
- c) autoexcitada

En vibración libre un sistema vibra sin fuerzas externas, la excitación está proporcionada por condiciones iniciales de des-

plazamiento y/o velocidad.

En vibración forzada un sistema oscila bajo la acción externa de una fuerza perturbadora periódica. Una fuente primaria de oscilación puede ser el desbalanceo de maquinaria rotatoria (motores, bombas, etc.), turbinas, compresores, bombas, etc.)

Otras fuentes de vibraciones forzadas de tubería son la variación periódica de presiones en el fluido o "pulsaciones" y la aceleración de masas en un mecanismo reciprocante.

Las vibraciones autoexcitadas son un fenómeno algo complejo, ya que el sistema vibra aún sin fuerzas externas periódicas y la vibración persiste aún en presencia de amortiguamiento, ya que su origen proviene de fuentes de energía interna.

En sistemas de tubería, la vibración de este tipo, normalmente se ha encontrado asociada a inestabilidades de flujo que, por lo general, se deben a una mala operación de equipos rotatorios interconectados.

La maquinaria rotatoria constituye la mayor fuente de vibración mecánica, debido al inevitable desbalanceo de masa que existe en las partes rotatorias del equipo, por lo que a menos que el equipo se balancee muy cuidadosamente o se apoye sobre una cimentación provista de aisladores de vibración, cabe esperar la existencia de vibraciones forzadas con frecuencia igual a la de rotación del equipo en la tubería interconectada y las estructuras cercanas.

Si la velocidad de rotación está en la cercanía de alguna frecuencia natural de la tubería, las amplitudes de vibración pueden llegar a ser muy considerables y producir fallas de la tubería o sus componentes, por lo general, a mediano y largo plazo.

Un compresor del tipo reciprocante es una fuente de variación periódica de la presión a una frecuencia igual a la velocidad de rotación, multiplicado por el número de cilindros de acción simple o por el doble del número de cilindros para acción doble.

Si esta frecuencia está cercana a la frecuencia natural del sistema

En una tubería congelada, aparecerán variaciones periódicas grandes de la presión, esto se conoce como resonancia acústica, la cual puede tener efectos adversos sobre la maquinaria y la tubería.

Otra fuente de excitación periódica es la producida por el viento. Si éste incide perpendicular al eje de un cilindro de diámetro  $D$  (en pies) a una velocidad constante  $U$  (pies/seg), se producen fuerzas periódicas de excitación a una frecuencia  $f$  (en ciclos/seg)

$$f = SU/D$$

en donde  $S$  es el número de Strouhal, que vale aproximadamente -- 0.18 para un cilindro.

Estas fuerzas aerodinámicas son debidas a los movimientos de los vórtices de Von Karman alrededor del cilindro y actúan a 90° de la dirección del viento.

La magnitud, por lo general, es pequeña, pero si alguna frecuencia natural se encuentra en la cercanía de esta frecuencia perturbadora, se puede producir una resonancia de la tubería.

La eliminación de las fuentes de vibración es indudablemente el método más deseable de solución de un problema de vibración, sin embargo, esto no siempre es posible en la práctica; por lo que frecuentemente se recurre únicamente a aislar y a controlar la vibración.

Debido al número tan grande de variables y condiciones que hay que tomar en cuenta para determinar un trazo de tubería, no se recomienda que en todos los casos se efectúe un análisis dinámico detallado.

Sin embargo, se justifica emplear algún tiempo en estimar la frecuencia fundamental de una tubería o tramo de tubería en aquellos casos que la fuerza de excitación es evidente.

Una adecuada selección y espaciamiento de soportes, guías y restricciones puede permitir alejar la frecuencia natural de un sis-

tema de la frecuencia de excitación, llegándose en casos en que esto no sea posible a la utilización de dispositivos especiales que amortiguen las vibraciones forzadas. Para predecir la respuesta mecánica de un sistema de tuberías se tiene que en la realidad se presentan algunas condiciones que difieren considerablemente de lo que se supone la teoría, por ejemplo:

- a) Los extremos de la tubería no están ni completamente fijos ni simplemente apoyados sino en una condición intermedia.
- b) El diámetro de la tubería no es uniforme a lo largo de todo el desarrollo.
- c) Por lo general la tubería es continua sobre varios apoyos.
- d) Existen masas concentradas que en realidad son distribuidas porque su longitud es considerable.

Sin embargo a pesar de estas limitaciones es necesario tener conocimiento de las características de vibración de vigas de sección uniforme y definidas condiciones de apoyo en sus extremos para utilizar estos resultados como punto de partida.

En la Tabla 1 se muestra las frecuencias naturales para tuberías ideales con varias condiciones de frecuencia.

En la Tabla 2 se muestra como corregir esos resultados en el caso de cargas concentradas adicionales.

## DYNAMIC ANALYSIS

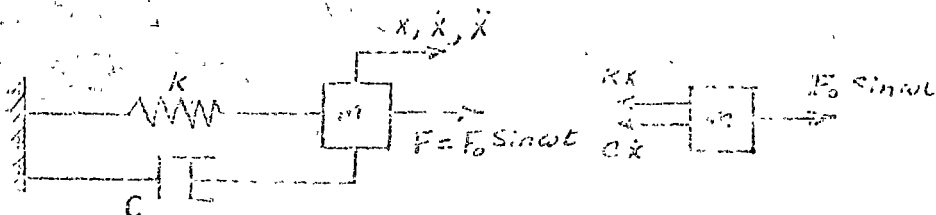
## 1 Single Degree of Freedom System

- 1.1 Damped oscillator with harmonic force
- 1.2 Undamped oscillator with harmonic force
- 1.3 Free vibration of a damped oscillator
- 1.4 Free vibration of undamped oscillator
- 1.5 Base excitation
- 1.6 Response to impulse
- 1.7 Response to arbitrary excitation
- 1.8 Response spectrum

## 2 Multi Degree of Freedom System

- 2.1 Lumped mass
- 2.2 Consistent mass
- 2.3 Equations of motion
- 2.4 Harmonic free vibration
- 2.5 Orthogonality property
- 2.6 Uncoupled equations of motion
- 2.7 Modal superposition
- 2.8 Ground motion
- 2.9 Participation factor
- 2.10 Response spectrum method

Damped Oscillator With Harmonic Force



Equation of Motion:

$$F_0 \sin \omega t - kx - c\dot{x} = m\ddot{x}$$

or

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F_0 \sin \omega t$$

or

$$\ddot{x} + 2\zeta\omega_n\dot{x} + \omega_n^2 x = \frac{F_0}{m} \sin \omega t$$

where

$$\omega_n^2 = k/m$$

and

$$2\zeta\omega_n = c/m$$

(1)

Solution

Homogeneous Part:

If  $\zeta < 1$ ,

$$x = e^{-\zeta\omega_n t} [A_1 \cos \sqrt{1-\zeta^2} \omega_n t + A_2 \sin \sqrt{1-\zeta^2} \omega_n t] \quad (2)$$

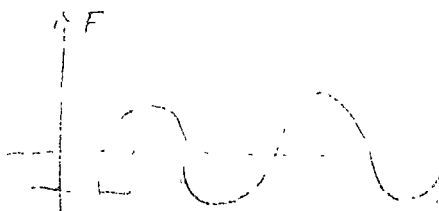
where  $A_1, A_2$  are constants that depend on the initial conditions

Particular Solution:

Assume  $x = X \sin(\omega t - \phi)$

Substitute in (1):

$$-\omega^2 X \sin(\omega t - \phi) + 2\zeta\omega_n\omega X \cos(\omega t - \phi) + \omega_n^2 X \sin(\omega t - \phi) = \frac{F_0}{m} \sin \omega t$$







Special Cases1 - Free Vibrationa - with dampingset  $F_0 = 0$ .

(damped vibration)

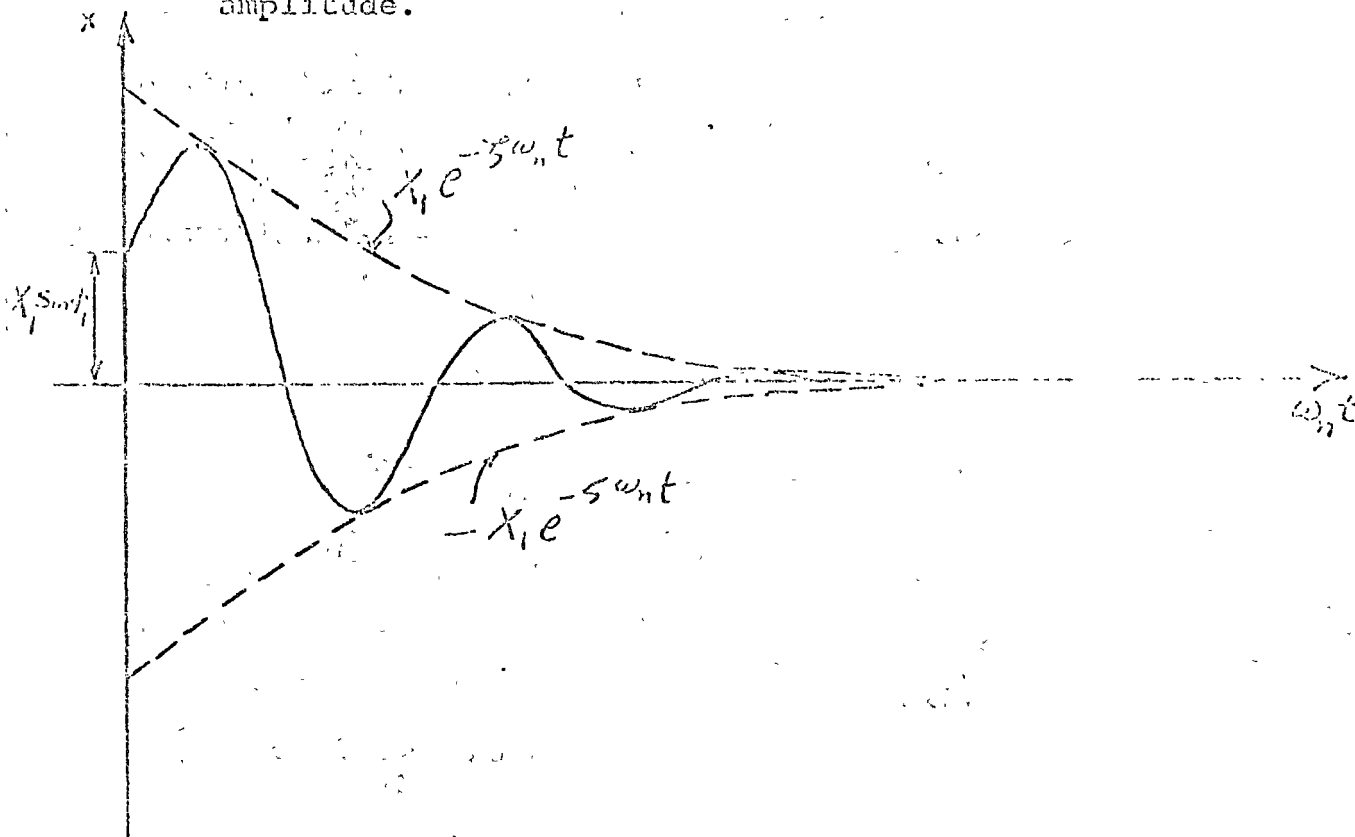
The solution becomes that given by Equation (2)

Another way to express the solution is:

$$x = X_1 e^{-\zeta \omega_n t} \sin(\sqrt{1-\zeta^2} \omega_n t + \phi_1) \quad (5)$$

where  $X_1$  and  $\phi_1$  are constants that depend on the initial conditions.

Notice that the solution is oscillatory with decreasing amplitude.



Frequency of damped oscillation is

$$\omega_d = \sqrt{1-\zeta^2} \omega_n \quad (5)$$

Note that  $\omega_d$  decreases as with increased damping (increased  $\zeta$ ).

Critical damping: when  $\zeta = 1$ , the solution becomes

$$x = e^{-\omega_n t} (A_1 + A_2 t), \text{ where } A_1 \text{ and } A_2 \text{ are constants.}$$

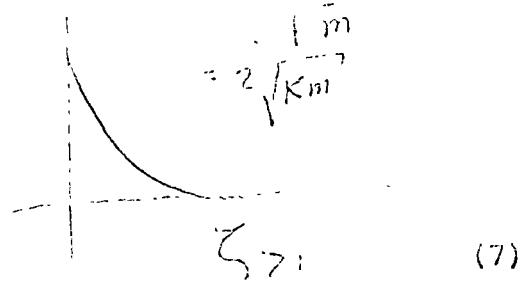
Notice that the solution is not oscillatory anymore, as  $\omega_d = 0$ .

From Equation (1): Critical damping =  $C_c = 2m\omega_n$  and thus

$$\zeta = \frac{C = \text{damping}}{C_c = \text{critical damping}}$$

$$= 2m \sqrt{\frac{k}{m}}$$

$$= 2 \sqrt{km}$$



b - without damping

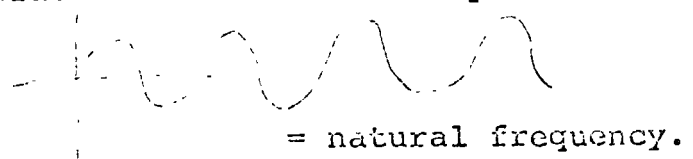
Set  $\zeta = 0$  in (5):

$$x = X_1 \sin(\omega_n t + \phi_1)$$

Now the oscillation is periodic with constant amplitude.

Amplitude =  $X_1$

Frequency =  $\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}$



2 - Forced Vibration With No Damping

Put  $\zeta = 0$  in (2) and (4)

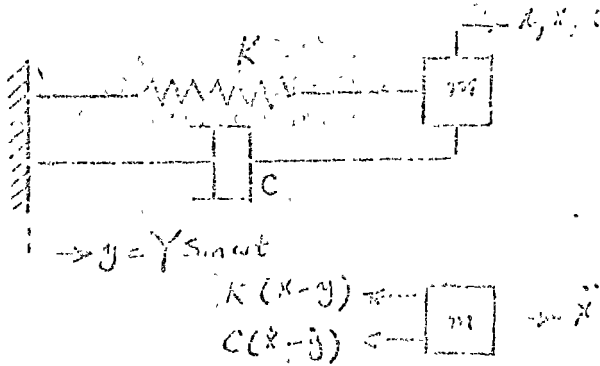
$$x = A_1 \cos \omega_n t + A_2 \sin \omega_n t + X \sin(\omega t - \phi) \tag{8}$$

where  $\tan \phi = 0$ , or  $\phi = 0$

and  $X = \frac{X_0}{1 - (\frac{\omega}{\omega_n})^2}$  (9)

Notice that  $X = \infty$  when  $\omega = \omega_n$ , this is the condition of resonance.

Excitation:



Equation of Motion:

$$-K(x-y) - C(\dot{x}-\dot{y}) = m\ddot{x}$$

Assume

$$z = x - y \quad = \text{relative motion} \quad (10)$$

$$-Kz - C\dot{z} = m\ddot{z} + m\ddot{y}$$

$$\text{or } m\ddot{z} + C\dot{z} + Kz = -m\ddot{y} = mY\omega^2 \sin \omega t \quad (11)$$

$$\text{or } \ddot{z} + 2\zeta\omega_n \dot{z} + \omega_n^2 z = -\ddot{y} = Y\omega^2 \sin \omega t$$

This is identical in form to Equation (1) if  $F_0$  is replaced by  $mY\omega^2$ .

The particular solution is thus:

$$z = Z \sin(\omega t - \phi) \quad (12)$$

where

$$\tan \phi = \frac{2\zeta\left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2} \quad (13)$$

and

$$Z = \frac{mY\omega^2}{K} \times \frac{1}{\sqrt{\left(2\zeta\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2 + \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right]^2}} \quad (14)$$

$$= \frac{Y}{\sqrt{\left(2\zeta\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2 + \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right]^2}}$$

Response to Impulse

If we have a unit impulse at  $t = 0$ , then the response will be as in Equation (5), adjusted to satisfy the initial conditions:

$$\left. \begin{aligned} x &= 0 \\ \dot{x} &= \frac{1}{m} \end{aligned} \right\} \text{ at } t = 0 \quad (15)$$

$$0 = X_1 \sin \phi_1 \quad \text{or } \phi_1 = 0$$

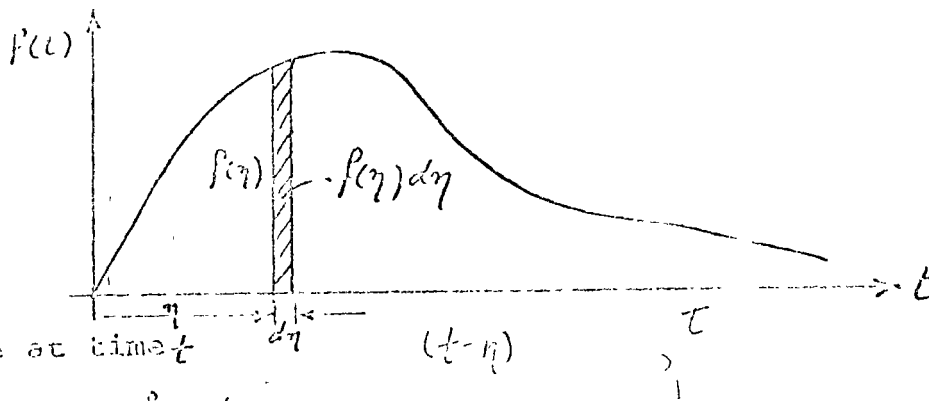
$$\text{and } X_1 \omega_n \sqrt{1-\zeta^2} = \frac{1}{m}$$

$$\text{or } X_1 = \frac{1}{\omega_n m \sqrt{1-\zeta^2}}$$

Thus

$$\left. \begin{aligned} x &= \frac{1}{\omega_n m \sqrt{1-\zeta^2}} e^{-\zeta \omega_n t} \sin(\sqrt{1-\zeta^2} \omega_n t) \\ &= g(t) \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

Response to Arbitrary Excitation



Response at time  $t$

due to impulse  $f(\eta) d\eta$  at time  $= \eta$  is:

$$g(t-\eta) f(\eta) d\eta$$

where  $g(t)$  is given by Equation (16)

Total response

$$x(t) = \int_0^t f(\eta) g(t-\eta) d\eta \quad (17)$$

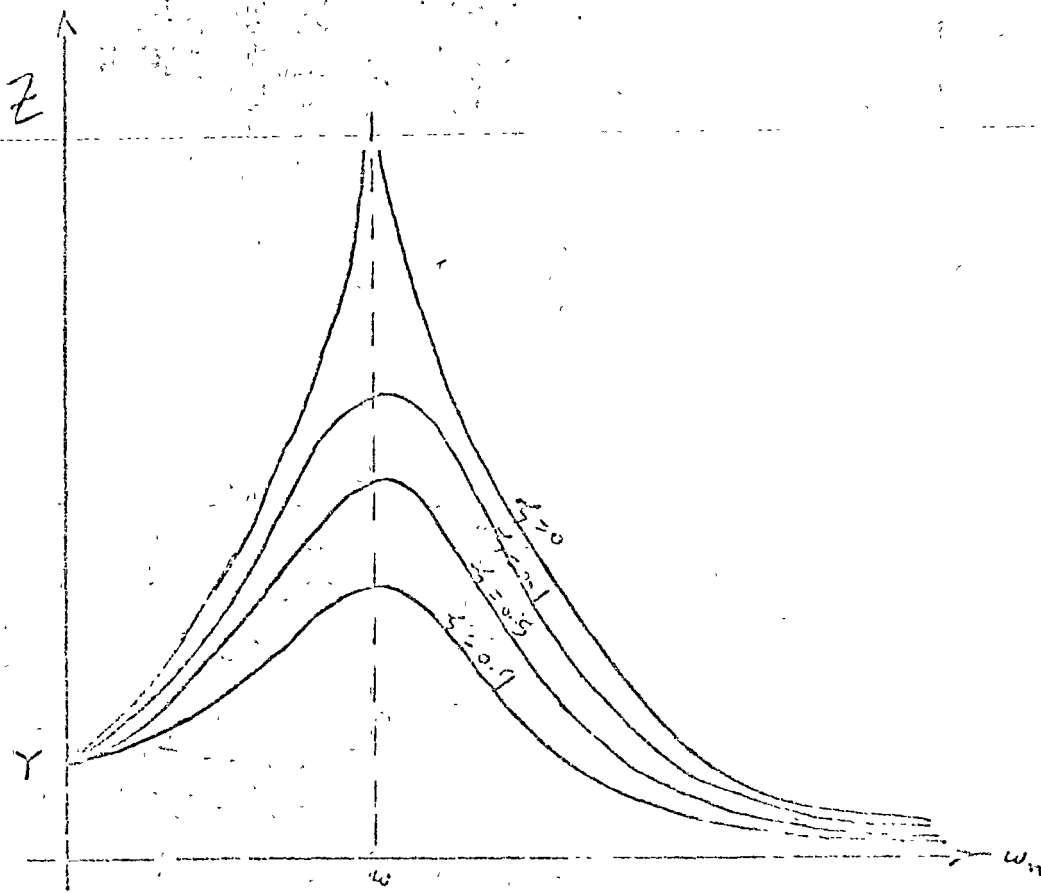
*any type of excitation*

### Response Spectrum

To construct a response spectrum, subject the single d.o.f. oscillator to the given excitation (typically an earthquake acceleration record). A given damping ratio  $\zeta$  and natural frequency  $\omega_n$  define a unique oscillator whose response to the excitation can be found. The maximum of the response quantity of interest (displacement, velocity or acceleration) is then found. A family of curves is then constructed, each curve is for a given value of  $\zeta$ . Each curve represents a plot of the maximum response versus the natural frequency  $\omega_n$ .

#### EXAMPLE

Assume that the base excitation is harmonic  $y = Y \sin \omega t$  then the relative displacement  $z$  is given by Equation (12). Ignoring the homogeneous part of the solution (which dies away fast), the maximum relative displacement is  $Z$  which is given by Equation (14). For each value of  $\zeta$  we can plot a curve of  $Z$  versus  $\omega_n$ .





$$\begin{aligned} \text{Kinetic energy} &= (1/2) \int (m(x) dx) \dot{y}^2(x) \\ &= (1/2) \int m(x) \dot{y}^2(x) dx \end{aligned} \quad (19)$$

Write:

$$y(x) = y_1 f_1(x) + \phi_1 f_2(x) + y_2 f_3(x) + \phi_2 f_4(x) \quad (20)$$

$$\dot{y}(x) = \dot{y}_1 f_1(x) + \dot{\phi}_1 f_2(x) + \dot{y}_2 f_3(x) + \dot{\phi}_2 f_4(x)$$

where  $f_1, f_2, f_3, f_4$  are beam functions for unit displacement and unit rotation. (21)

$$\begin{aligned} \dot{y}^2(x) &= \dot{y}_1^2 f_1^2(x) + \dot{\phi}_1^2 f_2^2(x) + \dot{y}_2^2 f_3^2(x) + \dot{\phi}_2^2 f_4^2(x) + \\ &+ 2 \dot{y}_1 \dot{\phi}_1 f_1(x) f_2(x) + 2 \dot{y}_1 \dot{y}_2 f_1(x) f_3(x) + \\ &+ 2 \dot{y}_1 \dot{\phi}_2 f_1(x) f_4(x) + 2 \dot{y}_2 \dot{\phi}_1 f_2(x) f_3(x) + \\ &+ 2 \dot{\phi}_1 \dot{\phi}_2 f_2(x) f_4(x) + 2 \dot{y}_2 \dot{\phi}_2 f_3(x) f_4(x) \end{aligned} \quad (22)$$

substitute from (22) into (19):

$$\text{Kinetic energy} = \frac{1}{2} \begin{bmatrix} \dot{y}_1 & \dot{\phi}_1 & \dot{y}_2 & \dot{\phi}_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} M_{11} & M_{12} & M_{13} & M_{14} \\ M_{12} & M_{22} & M_{23} & M_{24} \\ M_{13} & M_{23} & M_{33} & M_{34} \\ M_{14} & M_{24} & M_{34} & M_{44} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{y}_1 \\ \dot{\phi}_1 \\ \dot{y}_2 \\ \dot{\phi}_2 \end{Bmatrix} \quad (23)$$

where

$$M_{11} = \int_0^l m(x) f_1^2(x) dx$$

$$M_{22} = \int_0^l m(x) f_2^2(x) dx$$

$$M_{33} = \int_0^l m(x) f_3^2(x) dx$$

$$M_{44} = \int_0^l m(x) f_4^2(x) dx$$



and

$$M_{12} = \int_0^l m(x) f_1(x) f_2(x) dx$$

$$M_{13} = \int_0^l m(x) f_1(x) f_3(x) dx$$

$$M_{14} = \int_0^l m(x) f_1(x) f_4(x) dx$$

$$M_{23} = \int_0^l m(x) f_2(x) f_3(x) dx$$

$$M_{24} = \int_0^l m(x) f_2(x) f_4(x) dx$$

$$M_{34} = \int_0^l m(x) f_3(x) f_4(x) dx$$

$$\{M\} = \frac{\rho l}{120}$$

$$\begin{bmatrix} 120 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 120 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 120 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 120 \end{bmatrix}$$

This is the consistent mass matrix. Notice that it is not diagonal. It is a better representation of the mass of an element than the lumped mass matrix and thus gives more accurate results in dynamic analysis.

### Equations of Motion

Ignore damping for the moment.

1 - Elastic forces applied on the masses =  $-[K]\{u\}$

$[K]$  = stiffness matrix of system

$\{u\}$  = displacements and rotations of system.

2 - Applied external forces =  $\{F(t)\}$

3 - Inertia forces =  $[M]\{\ddot{u}\}$

$[M]$  = mass matrix of system

$\{\ddot{u}\}$  = accelerations of system

From Newton's second law:

$$\{F(t)\} - [K]\{u\} = [M]\{\ddot{u}\}$$

or

$$[M]\{\ddot{u}\} + [K]\{u\} = \{F(t)\} \quad (24)$$

We can do different things:

Harmonic Free Vibration

Set  $\{F(t)\} = 0$  in (24)

$$[M]\{\ddot{u}\} + [K]\{u\} = 0$$

Free harmonic motion,  $\{\ddot{u}\} = -\omega^2\{u\}$

$$[K]\{u\} - \omega^2[M]\{u\} = 0$$

$$\text{or } ([K] - \lambda[M])\{u\} = 0 \quad (25)$$

$$\text{where } \lambda = \omega^2 \quad (26)$$

$\lambda$  frequency

Equation (25) represents a system of homogeneous simultaneous equations which has a non-trivial solution only if the determinant of coefficients is zero. This is known as an eigenvalue problem.

$$\text{Thus } |[K] - \lambda[M]| = 0 \quad (27)$$

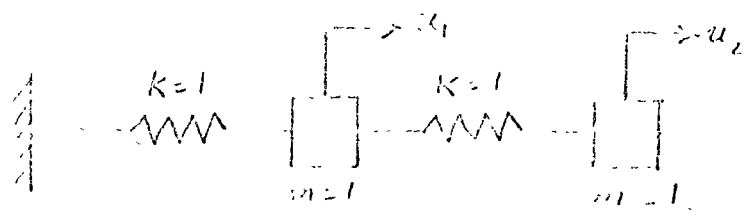
This represents an equation of the  $n^{\text{th}}$  degree in  $\lambda$ , where  $n$  is the number of d.o.f. of the system. It has  $n$  roots for  $\lambda$  which are known as the eigenvalues (or the squares of natural frequencies in our case).

Substituting each of these  $\lambda$ 's in (25), we can solve for  $n$  sets of  $\{u\}$ . Each is called an eigenvector (or mode shape in our case).

Example

$$[K] = \begin{bmatrix} 2 & 1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix}$$

$$[M] = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}$$



Eigenvalue problem:

$$\left( \begin{bmatrix} 2 & 1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} - \lambda \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \right) \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{Bmatrix} = 0$$

$$\text{or } \begin{bmatrix} (2 - \lambda) & -1 \\ -1 & (1 - \lambda) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{Bmatrix} = 0 \tag{28}$$

Frequency Equation  $\begin{vmatrix} (2 - \lambda) & -1 \\ -1 & (1 - \lambda) \end{vmatrix} = 0$

or  $\lambda^2 - 3\lambda + 1 = 0$

$$\lambda = \frac{3 \pm \sqrt{9 - 4}}{2} = \frac{3 \pm \sqrt{5}}{2}$$

$\lambda_1 = .381966$  or  $\omega_1 = 0.618034$  rad/sec  $\approx .1$  C.P.S.

$\lambda_2 = 2.618034$  or  $\omega_2 = 1.272020$  rad/sec  $\approx 0.2$  C.P.S.

1st Mode

Substitute  $\lambda_1 = .381966$  in (28)

$$\begin{bmatrix} 1.618034 & -1 \\ -1 & .618034 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{Bmatrix} = 0$$

Since the system of equations is homogeneous, we can't solve uniquely for  $u_1, u_2$ . Set  $u_1 = 1$  for example

The first Equation then becomes

$$1.618034 \times 1 - u_2 = 0 \quad \text{or} \quad u_2 = 1.618034$$

Notice that the second equation is satisfied, because

$$-1 \times 1 + 0.618034 \times 1.618034 = 0$$

Thus corresponding to  $\lambda_1 = .381966$  the first mode shape is

$$\begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 1 \\ 1.618034 \end{Bmatrix}$$

### 2nd Mode Shape

Substitute  $\lambda_2 = 2.618034$  in (28)

$$\begin{bmatrix} - .618034 & -1 \\ -1 & -1.618034 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{Bmatrix} = 0$$

Set  $u_1 = 1$

$$-.618034 \times 1 - u_2 = 0 \quad \text{or} \quad u_2 = -0.618034$$

$$\text{second mode shape is } \begin{Bmatrix} 1 \\ -0.618034 \end{Bmatrix}$$

An important property will be demonstrated:

$$\begin{bmatrix} 1 & 1.618034 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 2 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} 1 \\ -0.618034 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 1.618034 \end{bmatrix} \times$$

First Mode                      [K]                      Second Mode

$$\begin{Bmatrix} 2.618034 \\ -1.618034 \end{Bmatrix} = 0$$

*[Handwritten notes and scribbles]*

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} 1 \\ -0.618034 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 1.618034 \\ 0 & -0.618034 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} 1 \\ -0.618034 \end{Bmatrix} = 0$$

First Mode
 $[\phi]$ 
Second Mode

Thus the first and second modes are said to be orthogonal with respect to mass and stiffness matrices. This property can be proved in general for any two modes that don't correspond to the same frequency.

Coupling of Equations of Motion

Construct a square matrix  $[\phi]$  whose columns are the mode shapes of the system in order (first mode, then second, etc.) Since a mode shape is not unique, in the sense that any multiplier of a mode shape is still a valid mode shape, one can normalize each mode shape such that

$$\{\phi\}_i^T [M] \{\phi\}_i = 1 \quad \text{for the } i^{\text{th}} \text{ mode} \tag{29}$$

Thus, because of the orthogonality properties:

$$[\phi]^T [M] [\phi] = [I] = \text{unit matrix} \tag{30}$$

Premultiply Equation (25) by  $[\phi]^T$  and assume that

$$\{u\} = [\phi] \{\eta\} \tag{31}$$

$$([\phi]^T [K] [\phi] - \lambda [\phi]^T [M] [\phi]) \{\eta\} = 0$$

$$\text{or } ([\bar{K}] - \lambda [I]) \{\eta\} = 0$$

$$\text{where } [\bar{K}] = [\phi]^T [K] [\phi] \tag{32}$$

since  $[\bar{K}]$  is diagonal (due to orthogonality), the eigenvalue problem becomes:

$$\begin{bmatrix}
 (\bar{K}_{11} - \lambda) & & & & \\
 & (\bar{K}_{22} - \lambda) & & & \\
 & & (\bar{K}_{33} - \lambda) & & \\
 & & & \ddots & \\
 & & & & (\bar{K}_{nn} - \lambda)
 \end{bmatrix}
 \begin{Bmatrix}
 \eta_1 \\
 \eta_2 \\
 \eta_3 \\
 \vdots \\
 \eta_n
 \end{Bmatrix} = 0
 \tag{23}$$

For Non-trivial Solution:

$$\left. \begin{aligned}
 \bar{K}_{11} &= \lambda_1 \\
 \bar{K}_{22} &= \lambda_2 \\
 &\vdots \\
 \bar{K}_{nn} &= \lambda_n
 \end{aligned} \right\}
 \tag{24}$$

Thus  $[\bar{K}]$  has the eigenvalues  $(\lambda \text{ or } \omega^2)$  on the diagonal.

Substitute  $\lambda = \lambda_1 = \bar{K}_{11}$  in (23).

$$\begin{bmatrix}
 0 & & & & \\
 & (\lambda_2 - \lambda_1) & & & \\
 & & (\lambda_3 - \lambda_1) & & \\
 & & & \ddots & \\
 & & & & (\lambda_n - \lambda_1)
 \end{bmatrix}
 \begin{Bmatrix}
 \eta_1 \\
 \eta_2 \\
 \vdots \\
 \eta_n
 \end{Bmatrix} = 0$$

$\eta_1$  is arbitrary (usually taken 1), and  $\eta_2 = \eta_3 = \dots = \eta_n = 0$

Similarly for the second mode,  $\lambda = \lambda_2$ , we find that  $\eta_2 = 1$  and

$$\eta_1 = \eta_3 = \eta_4 = \dots = \eta_n = 0$$

The  $\eta^j$ 's are called normal coordinates.

Decoupled Motion

Repeat the same steps on Equation (24):

$$[\phi]^T [M] \ddot{\eta} + [\phi]^T [K] [\phi] \eta = [\phi]^T \{ F(t) \}$$

$$\text{or } \ddot{\eta} + [\lambda] \eta = \{ \bar{F}(t) \} = [\psi]^T \{ F(t) \} \quad (35)$$

We see that the equations of motion (35) written in terms of the normal coordinates  $\eta$  are uncoupled, i.e. The first equation involves only  $\eta_1$  and the second  $\eta_2, \dots$  ect.

Thus the  $r^{\text{th}}$  equation is

$$\ddot{\eta}_r + \lambda_r \eta_r = \bar{F}_r(t) \quad (36)$$

Introduce Damping

If the percent critical damping in the  $r^{\text{th}}$  mode is  $\zeta_r$ , then Equation (36) will be modified due to damping by adding another term:

$$\ddot{\eta}_r + 2\zeta_r \omega_r \dot{\eta}_r + \omega_r^2 \eta_r = \bar{F}_r(t) \quad (37)$$

(Note that  $\omega_r^c = \lambda_r$ )

Notice that Equation (37) is an ordinary d.e. of the second order and is identical in form to that of the single d.o.f. system. Thus the response in each mode is like a single d.o.f.

Modal Superposition

Refer to Equation (31).

$$\begin{aligned} \{u\} &= [\phi] \{u\} \\ \text{or } \{u\} &= \left[ \begin{array}{c|c|c|c} \{\phi\}_1 & \{\phi\}_2 & \dots & \{\phi\}_n \end{array} \right] \begin{Bmatrix} \eta_1 \\ \eta_2 \\ \vdots \\ \eta_n \end{Bmatrix} \\ &= \eta_1 \{\phi\}_1 + \eta_2 \{\phi\}_2 + \dots + \eta_n \{\phi\}_n \end{aligned} \quad (38)$$

Thus the response  $\{u\}$  is expressed as linear combination of the normal modes  $\{\phi\}_1, \{\phi\}_2, \dots, \{\phi\}_n$ .

The coefficients of superposition are the normal coordinates

$$\eta_1, \eta_2, \dots, \eta_n$$

The solution expressed by (38) is exact. An approximation can be obtained by using a number of the lowest modes

$$s < n; \text{ i.e., } \{\phi\}_1, \{\phi\}_2, \dots, \{\phi\}_s$$

To obtain the approximation, we first must solve the eigenvalue problem for the first  $s$  modes  $\beta_1, \beta_2, \dots, \beta_s$ , and the corresponding frequencies  $\omega_1, \omega_2, \dots, \omega_s$ . Then we can write  $s$  equations like (37) for  $\eta_1, \eta_2, \dots, \eta_s$ . The solution of these equations gives  $\eta_1, \eta_2, \dots, \eta_s$  and finally the approximation is obtained from (38).





Participation Factor

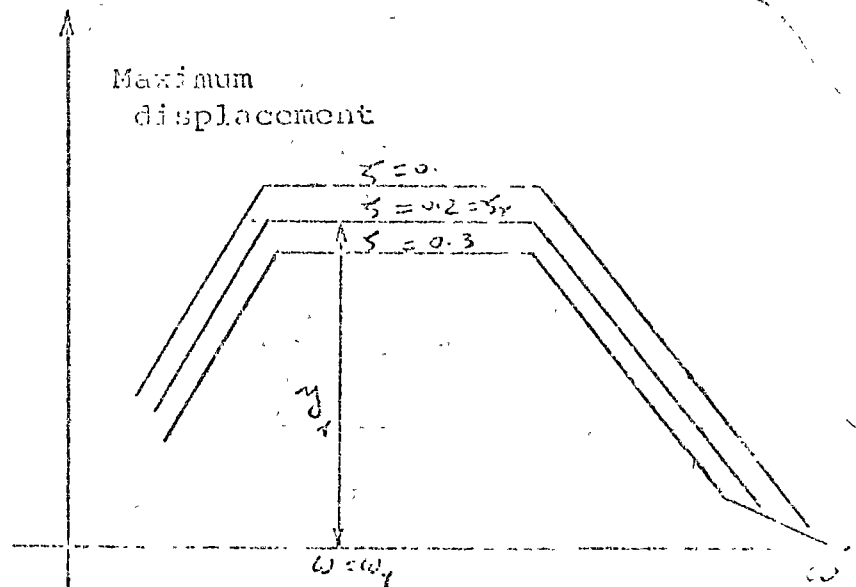
Compare Equation (41) and (11):

They are identical in form, except that in Equation (41), the right hand side contains the multiplier  $\{\phi\}_r^T [M] \{L\}$  which multiplies the ground acceleration  $a(t)$ . This multiplier is called the participation factor of the  $r^{\text{th}}$  mode.

If we have the solution for Equation (11) [Single d.o.f.] corresponding to the acceleration history  $a(t)$ , then the solution for Equation (41) is obtained by multiplying by the participation factor.

Response Spectrum Method

If we have the response spectrum of the single d.o.f. system corresponding to the acceleration  $a(t)$ , then the maximum response of Equation (4) is obtained by multiplying the participation factor times the ordinate of the spectrum corresponding to  $\omega_r$  and  $\zeta_r$ .



i.e.  $(\eta_r)_{\text{max}} = \left( \{\phi\}_r^T [M] \{L\} \right) y_r$  (42)

The maximum displacements in the  $r^{\text{th}}$  mode are

$$(\eta_r)_{\max} \{\phi\}_r$$

or  $\eta_r = (\{\phi\}_r^T [M] \{L\}) \{\phi\}_r$

### Superposition of Modes

Several methods of superposition:

- S.R.S.S. (Square root of the sum of squares)
- Absolute sum

### EXAMPLE

Continue the example given earlier for eigenvalue problem.

First we have to normalize the mode shapes with respect to mass matrix.

#### 1st Mode

Assume the normalized mode is  $\alpha_1 \begin{Bmatrix} 1 \\ 1.618034 \end{Bmatrix}$

$$\alpha_1 \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 \\ 1.618034 \end{bmatrix} = 1$$

[M]

$$\text{or } \alpha_1^2 \times 3.618034 = 1 \quad \text{or } \alpha_1 = .525731$$

normalized 1st mode is

$$\begin{Bmatrix} .525731 \\ .850650 \end{Bmatrix}$$

#### 2nd Mode

Assume the normalizing factor is  $\alpha_2$

$$\alpha_2^2 \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} 1 \\ -.618034 \end{Bmatrix} = 1$$

$$\text{or } \alpha_2 = .850651$$

normalized second mode is:

$$\left\{ \begin{array}{l} .850651 \\ -.525731 \end{array} \right\}$$

### Participation Factors

$$\begin{aligned} \text{1st Mode} &= \Gamma_1 = \begin{bmatrix} .525731 & .850651 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \left\{ \begin{array}{l} 1 \\ 1 \end{array} \right\} \\ &= 1.376481 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{2nd Mode} &= \Gamma_2 = \begin{bmatrix} .850651 & -.525731 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \left\{ \begin{array}{l} 1 \\ 1 \end{array} \right\} \\ &= 0.324920 \end{aligned}$$

Notice that  $\Gamma_1$  is more than 4 times  $\Gamma_2$ .

Let us use the modified Newmark horizontal ground response spectra. Also, assume that for both modes, the damping ratio  $\zeta$  is 0.05 (i.e. 5% damping).

Corresponding to 5% damping:

the maximum displacement corresponding to  $\omega = 0.1$  C.P.S. is 4.6 inches,

Similarly, the maximum displacement corresponding to  $\omega = 0.2$  C.P.S.

is also 4.6 inches.

Thus, maximum displacements in the first mode are

$$\left\{ \begin{array}{l} .525731 \\ .850651 \end{array} \right\} \times 1.376381 \times 4.6 = \left\{ \begin{array}{l} 3.328588 \\ 5.385765 \end{array} \right\} \text{ inches}$$

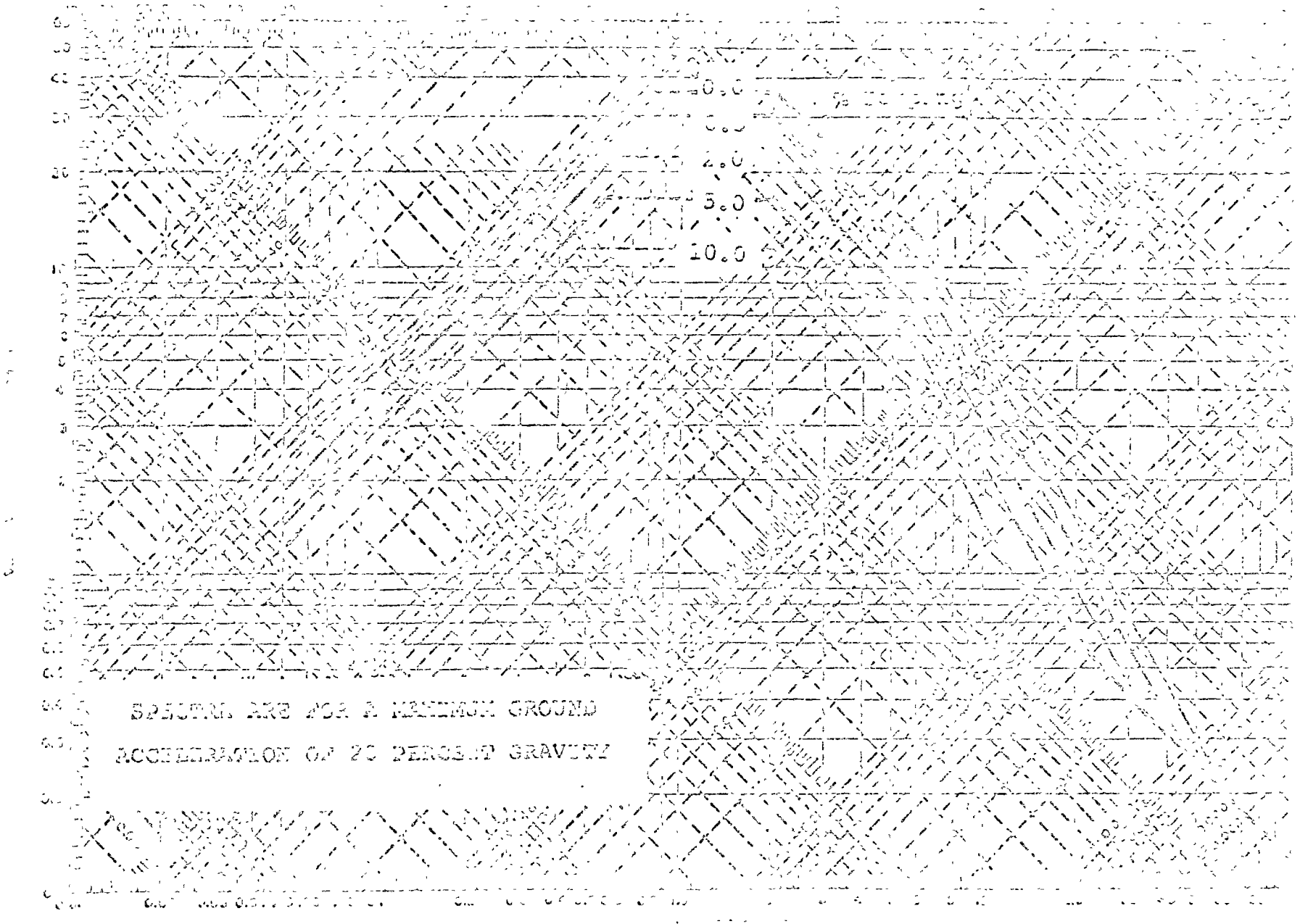
Maximum displacements in the second mode are:

$$\begin{Bmatrix} .850651 \\ -.525731 \end{Bmatrix} \times .324920 \times 4.6 + \begin{Bmatrix} 1.271410 \\ -.785774 \end{Bmatrix} \text{ inches}$$

To find the total response, let us use the S.R.S.S. method.

$$\begin{aligned} \text{Total Response} &= \sqrt{\begin{Bmatrix} (3.328588)^2 \\ (5.385765)^2 \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} (1.271410)^2 \\ (-.785774)^2 \end{Bmatrix}} \\ &= \sqrt{\begin{Bmatrix} 12.695981 \\ 29.623905 \end{Bmatrix}} \\ &\quad \begin{Bmatrix} 3.563142 \\ 5.442785 \end{Bmatrix} \text{ inches} \end{aligned}$$

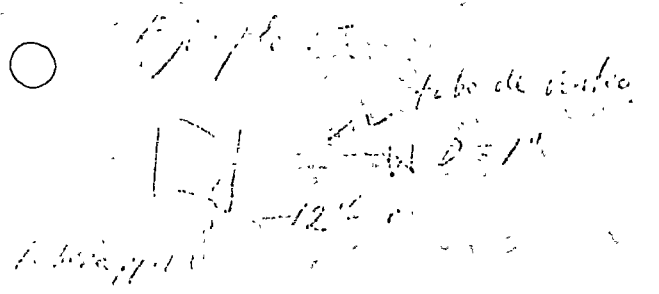
Notice that the contribution of the first mode is predominant.



SPECTRA ARE FOR A MAXIMUM GROUND  
ACCELERATION OF 20 PERCENT GRAVITY

Algunas precauciones básicas de diseño que conviene tomar en cuenta son:

1. Instalar "botellas" de pulsaciones en la descarga de compresores recíprocos, así como a la entrada de unidades de alta presión.
2. Evitar el uso de maquinaria recíproca, inherentemente de alta velocidad (máquinas de un solo cilindro).
3. Colocando soportes de maneca que las partes en cantiliver se eviten.
4. Disponiendo un tramo inicial flexible y después anclado a un apoyo sólido las tuberías que conectan a maquinaria que induce vibraciones.
5. Evitar juntas en los cambios de dirección cuando las repeticiones de ciclos lo permitan.
6. Evitar juntas, bridas y "ty pipes" de la tubería principal.
7. Evitar las conexiones a bridas.
8. Evitar el uso de conexiones resacas.
9. Mantener las velocidades del flujo tan bajas como sea posible en válvulas de regulación y estructuras de recepción de presión.
10. Adecuar soportes en todas las discontinuidades y mejor con centradas, como válvulas.



$$f = \frac{3EI}{L^3} = \frac{P}{\Delta}$$

$$P = \frac{3EI}{L^3} \Delta$$

$$\Delta = \frac{PL}{3EI} = \frac{3EI}{L^2} \Delta$$

$$\sigma = \frac{M}{I} = \frac{PL}{I} = \frac{11P}{2I} = \frac{3EI}{L^2} \Delta \cdot \frac{11}{2I} = \frac{3EI \cdot 11}{2I \cdot L^2} \Delta$$

$$\frac{\sigma}{\Delta} = \frac{3EI \cdot 11}{2L^2}$$

$$\sigma_L = 2 \sigma$$

¿? factor de concentración de esfuerzos (depende de)

$$\frac{\sigma_L}{\Delta} = \frac{3 \cdot 30 \times 10^6 \cdot 11}{2 \cdot 738} = 156,000 \text{ lb/in}^2 \Delta$$

$$\frac{\sigma_L}{\Delta} = 1563 \text{ lb/in}^2 / \text{milésima de pulgada}$$

Si el límite de esfuerzo permisible por un momento a  $10^6$  c.c.t.

es de  $26,000 \text{ lb/in}^2$ , la vibración permisible es de  $16.6 \text{ milésimas}$

Considerando un factor de amplificación por resonancia en condiciones

con  $\gamma = 50$ , la vibración permisible en la práctica puede

ser de  $16.6/50 = 0.33 \text{ milésimas}$  por pulgada de diámetro



en la gran parte, uno modo de hacer las puestas de la mano  
a los brazos en un estado digno, entre los factores de empiezo  
que puede ser tan otros como 100 en condiciones de reproducción.

Quedo a sus ordenes, con muy a la ordenada, por el momento.  
de un parte a muy pocas a pocas condiciones a faltar por faltar.

El sistema de las guías (láminas) para isochronos, debe  
seleccionarse que estos apoyos tengan una rigidez mayor que  
la rigidez de la tubería en el tramo donde se van a colocar.

Una viga simplemente apoyada tiene una rigidez igual a

$\frac{EI}{L^3}$  por ejemplo para una tubería de 10 pies en sus

extremos de 10 pies la rigidez mínima de las guías debe

ser  $0.13 \times 10^6 \text{ lb/ft}^2$  este valor es muy fácil de obtener en

diccionario técnico, por un diámetro horizontal requiere de

placas ahusadas de regulares dimensiones.

La filosofía de diseño para seleccionar el espaciamiento de

los apoyos en tuberías que contienen compresores recíprocos y

bombas debe ser de manera que la frecuencia fundamental de la

tubería sea del orden del doble de la frecuencia de excitación, con

lo cual el factor de amplificación es de alrededor de 1.5

Debe notarse que la frecuencia de las guías no es superior a la de la

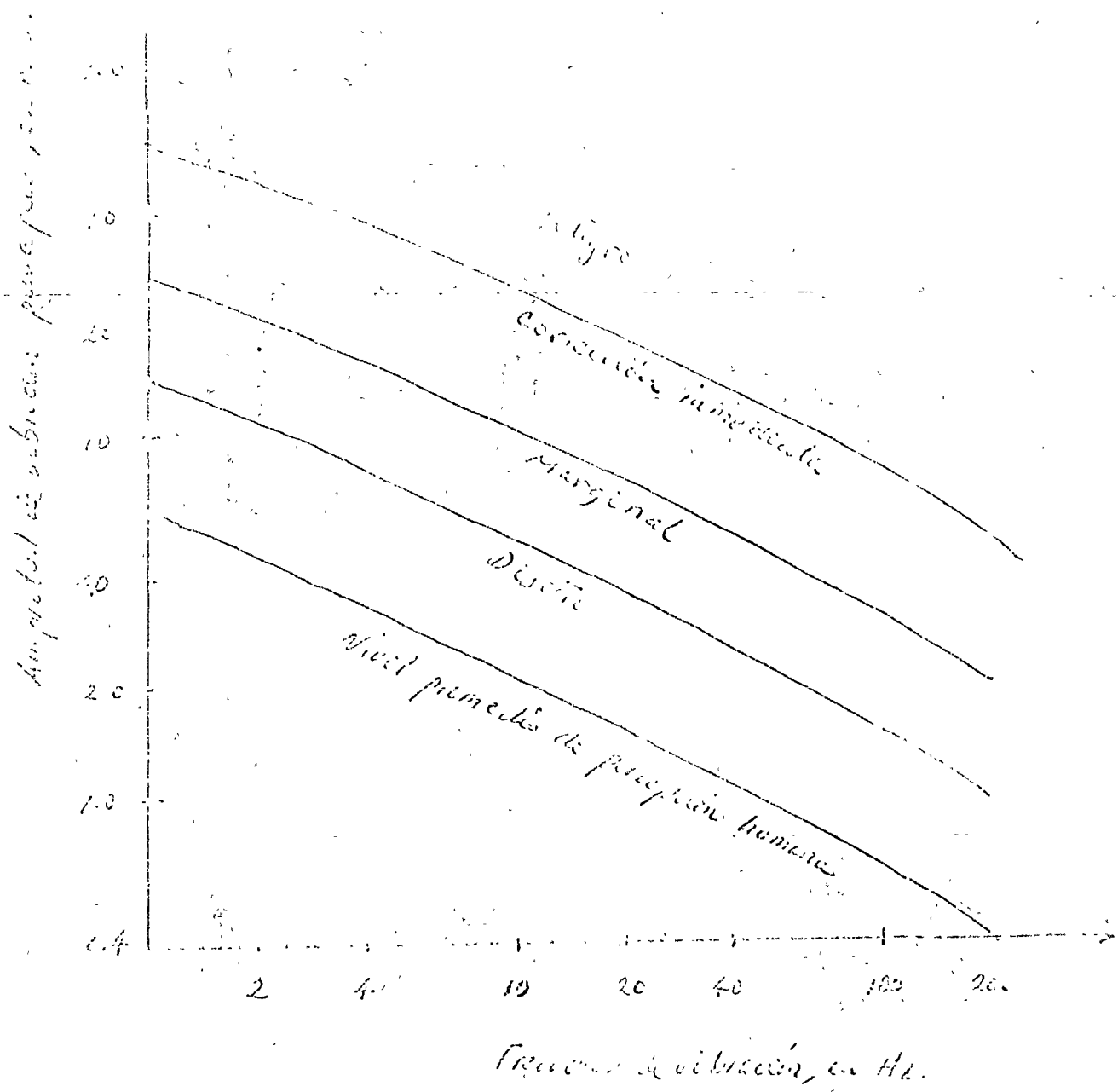


Fig. 1 Límites permisibles de vibración de tísica

PROBLEMAS NAIP, LOS DE LOS ALUMNOS...

Tipo de apoyo	Factor de frecuencia		Diagrama
	$k_1$	$k_2$	
Libre - Libre	3.52	22.0	
Empujado - Empujado	9.01	37.5	
Empujado - Empujado	15.8	50.0	
Empujado - Libre	22.4	61.7	
Libre - Libre	22.4	61.7	

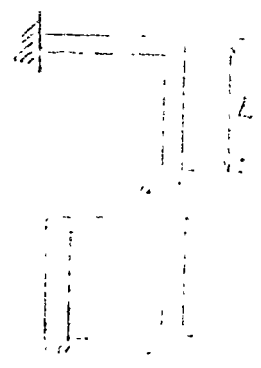
$$f = 223 L \left( \frac{1}{L^2} \right)$$

$k$ : radio de giro,  $p-195$ .

$L$ : longitud, pies

$$E = 30 \times 10^6 \text{ lb/pulg}^2 \quad \gamma = 0.283 \text{ lb/pulg}^3$$

	Fuera del plano	En el plano
"L" de pines iguales	3.74	15.4
"U" de pines iguales	2.0	3.1



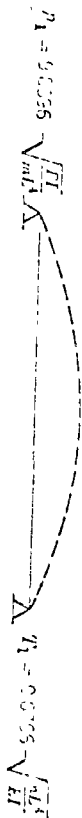


substitution for the  $n$ th mode is

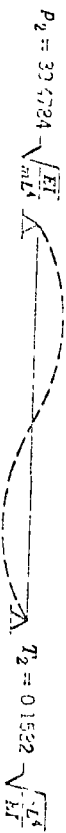
$$y_n = C_n \sin \frac{n\pi x}{L} \cos(p_n t - \alpha_n) \tag{15}$$

The general equation for the deflection must become

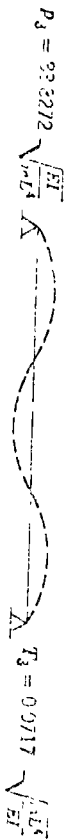
$$y = \sum_n C_n \sin \frac{n\pi x}{L} \cos(p_n t - \alpha_n) \tag{16}$$



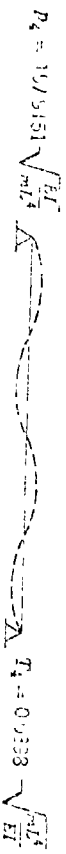
(a)



(b)



(c)



(d)

Fig. 5.5. (a) first mode; (b) second mode; (c) third mode; (d) fourth mode.

where the constants  $C_n$  and  $\alpha_n$  are to be determined using the time condition 15.

If we ask, for example, that at  $t = 0$ , the beam be at rest (velocity  $y_t = 0$ ) and that it have the deflection

$$y(x, 0) = y_0 \sin \frac{\pi x}{L} \tag{16}$$

where  $y_0$  is the deflection of the beam at midspan, we can write

$$y(x, 0) = y_0 \sin \frac{\pi x}{L} = \sum_n C_n \sin \frac{n\pi x}{L} \cos \alpha_n \tag{17}$$

$$y_t(x, 0) = 0 = -\sum_n C_n p_n \sin \frac{n\pi x}{L} \sin \alpha_n \tag{18}$$

 Cantilever $C = 3.50$	 Simply Supported Ends $C = 3.51$	 Fixed Ends $C = 9.12$	 Free Ends $C = 11.2$	 Fixed-Hinged $C = 1.5$
 Cantilever $C = 1.57$	 Simply Supported Ends $C = 6.33$	 Fixed Ends $C = 14.1$	 Free Ends $C = 19.2$	 Fixed-Hinged $C = 31.8$
 Cantilever $C = 3.56$	 Simply Supported Ends $C = 9.62$	 Fixed Ends $C = 19.2$	 Free Ends $C = 31.8$	 Fixed-Hinged $C = 1.5$
 Cantilever $C = 3.56$	 Simply Supported Ends $C = 9.82$	 Fixed Ends $C = 19.2$	 Free Ends $C = 31.8$	 Fixed-Hinged $C = 17.5$
 Cantilever $C = 7.47$	 Simply Supported Ends $C = 7.95$	 Fixed Ends $C = 16.6$	 Free Ends $C = 23.1$	 Fixed-Hinged $C = 23.3$
 Cantilever $C = 2.15$	 Simply Supported Ends $C = 7.55$	 Fixed Ends $C = 16.6$	 Free Ends $C = 23.1$	 Fixed-Hinged $C = 16.3$

$$f_n = C \sqrt{\frac{EI}{mL^3}}$$

$f_n$  = natural frequency in cycles/sec  
 $C$  = constant from above table  
 $n$  = mode number of elasticity in  $lb/in^2$

$I$  = sectional moment of inertia in  $in^4$   
 $m$  = mass of unit length beam in  $lb/in$   
 $L$  = beam length in inches

Fig. 5.5. (Courtesy Timmer and Kenner, 1957)



DIPECTORIO DE ASISTENTES AL CURSO DE ANALISIS Y DISEÑO DE TUBE-  
RIA PARA PLANTAS INDUSTRIALES ( DEL 7 AL 18 DE MARZO DE 1977 )

NOMBRE Y DIRECCION

EMPRESA Y DIRECCION

1. JORGE LUIS ALDANA MARQUEZ  
Av. Universidad 1897-306  
Col. Oxtopulco  
México 20, D. F.  
Tel: 5-48-88-32

I.P.E.S.A.  
San Lorenzo 153-6o. Piso  
México, D. F.  
Tel: 5-59-17-45

2. JOSE ARGUETA RAMIREZ  
Laguna San Cristobal No. 36  
Col. Agua Azul  
Edo. de México  
Tel: 5-25-02-90

SERVICIOS PROFESIONALES DE INGENIE  
RIA, S. A.  
Melchor Ocampo No.445  
Col. Anzures  
México 5, D. F.

3. ING. ROGELIO ARGUMENTO SOSA  
Av. Municipio Libre No. 177  
Col. Ampliación Sinatel  
México 13, D. F.

COMISION FEDERAL DE ELECTRICIDAD  
Ródano No. 14  
Col. Cuauhtémoc  
México 5, D. F.  
Tel: 5-53-71-33  
Ext. 2449

4. ING. RICARDO CABRERA POSADA  
Normandia No. 278  
Col. San Andrés Tetepilco  
México 13, D. F.  
Tel: 5-32-80-29

COMISION FEDERAL DE ELECTRICIDAD  
Río Ródano No. 14  
Col. Cuauhtémoc  
México 5, D. F.  
Tel: 5-53-71-33 Ext. 2639

5. ING. ROBERTO CORONADO PEREZ  
Av. 499 No.142 7a. Sección  
Unidad San Juan de Aragón  
México 14, D. F.  
Tel: 5-51-99-34

CIA. DE LUZ Y FUERZA DEL CENTRO,  
S. A.  
Melchor Ocampo No. 171-4o. Piso  
Col. Anáhuac  
México, D. F.  
Tel: 5-92-06-34

6. ING. FEDERICO CORTES GONZALEZ  
Sur 105-A No. 706  
Sector Popular  
México 13, D. F.  
Tel: 5-82-73-81

INSTITUTO MEXICANO DEL PETROLEO  
Av. 100 Metros No. 152  
México 14, D. F.  
Tel: 5-67-66-00 Ext. 2379

7. ING. MAURICIO BENJAMIN ESPINOSA A.  
Norte 26 No. 337 Int. 6  
Col. Industrial  
México 14, D. F.  
Tel: 5-17-66-88

BUFETE INDUSTRIAL DISEÑOS Y PRO-  
YECTOS, S. A.  
Tolstoi No. 22  
Col. Anzures  
México 5, D. F.  
Tel: 5-33-15-00



DIRECTORIO DE ASISTENTES AL CURSO DE ANALISIS Y DISEÑO DE TUBERIAS  
PARA PLANTAS INDUSTRIALES ( DEL 7 AL 18 DE MARZO DE 1977 )

NOMBRE Y DIRECCION

EMPRESA Y DIRECCION

- |   |   |
|---|---|
| 8. JAIME ESCALERA CEBALLOS<br>Minerva No. 65<br>Col. Ensueños<br>Cuautitlán-Izcalli, México   | EMPRESA Y DIRECCION<br>Melchor Ocampo No. 445<br>Col. Anzúres<br>México 5, D. F.<br>Tel: 5-25-02-90                       |
| 9. ING. FLORENTINO FLORES RUIZ<br>Estela 187<br>Col. Guadalupe Tepcayac<br>México 14, D. F.<br>Tel: 5-17-74-02  | CIA. DE ESTUDIOS Y CONSTRUCCIONES<br>( MECSA )<br>Insurgentes Sur No. 279<br>México, D. F.<br>Tel: 5-74-26-55             |
| 10. ING. JOAQUIN FLORES CORREA<br>U. H. Juan de Dios Batiz<br>Av. Inst. Politécnico Nacional<br>No. 223 Edif. 5-A-301<br>Col. Lindavista<br>México 14, D. F.<br>Tel: 5-86-58-50 | CIA. DE LUZ Y FUERZA DEL CENTRO, S.A.<br>Melchor Ocampo No. 171<br>México, D. F.  |
| 11. ING. VICTOR M. GARCIA VENTOSA<br>Dr. Lucio 102 Edif. A-2<br>Departamento 204<br>Col. Doctores<br>México 7, D. F.<br>Tel: 5-78-51-49   | BUFETE INDUSTRIAL DISEÑOS Y PROYEC-<br>TOS, S. A.<br>Tolstoi No. 22<br>Col. Anzures<br>México 5, D. F.<br>Tel: 5-33-15-00 |
| 12. PEDRO GONZALEZ GARRIDO<br>Oriente 174 No. 271<br>Col. Moctezuma<br>México 9, D. F.  | BUFETE INDUSTRIAL DISEÑOS Y<br>PROYECTOS, S. A.<br>Tolstoi No. 22<br>México 7, D. F.<br>Tel: 5-33-15-00                   |
| 13. ING. CARLOS GONZALEZ MORALES<br>Sur 101-B No. 296-12<br>Col. Héores de Churubusco<br>México 13, D. F.<br>Tel: 6-70-04-91  | CIA. DE LUZ Y FUERZA DEL CENTRO, S.A.<br>Melchor Ocampo No. 171<br>Col. Anáhuac<br>México 17, D. F.<br>Tel: 5-30-19-56    |
| 14. ING. RANULFO GUTIERREZ RAMIREZ<br>Cuauhtémoc No. 932-8<br>Col. Narvarte<br>México 12, D. F.   | DIPLAN, S. A.<br>Insurgentes Sur 1877-7o. Piso<br>Col. Guadalupe Inn.<br>México 20, D. F.<br>Tel: 5-50-20-33              |

DIRECTORIO DE ASISTENTES AL CURSO DE ANALISIS Y DISEÑO DE TUBERIAS  
PARA PLANTAS INDUSTRIALES ( DEL 7 AL 18 DE MARZO DE 1977 )

<u>NOMBRE Y DIRECCION</u>	<u>EMPRESA Y DIRECCION</u>
15. ING. ARMANDO R. GUTIERREZ Y CABRERA Chiapas No. 190-2 Col. Roma Sur México 7, D. F. Tel: 5-84-11-00	BUFETE INDUSTRIAL DISEÑOS Y PROYECTOS, S. A. Tolstoy No. 22 Col. Anzures México 5, D. F. Tel: 5-33-15-00 Ext. 116
16. JOSE IBARRA PALLARES Sur 77 No. 4218 Dep. 2 Col. Viaducto Piedad México 13, D. F. Tel: 5-19-58-97	CIA. DE LUZ Y FUERZA DEL CEMURO, S. A. Melchor Ocampo No. 171 Col. Anáhuac México 17, D. F. Tel: 5-30-94-97
17. ING. ENRIQUE JUNCO RUENES México, D. F.	DIPLAN, S. A. Insurgentes Sur No. 1877-7o. Piso Col. Guadalupe Inn. México 20, D. F. Tel: 5-50-20-33
18. FRANCISCO G. LOMELI DE LOS REYES Marcelino Dávalos No. 80-2 Col. Algarín México 8, D. F. Tel: 5-19-10-44	DESPACHO DEL ING. FRANCISCO GARZA MALDONADO Av. Cuauhtémoc 1486-3er. Piso México, D. F. Tel: 5-34-99-69
19. ING. ADOLFO MIRAVERT TEJEDA Edif. 13-B-404 Lomas de Sotelo México 10, D. F. Tel: 5-57-64-25	CONSEJONACIONAL DE CIENCIAS Y TECNOLOGIA Insurgentes Sur No. 1677 Col. Guadalupe Inn. México 20, D. F. Tel: 5-34-68-29
20. ANDRES MARTINEZ REGALADO Valle de la Mota No. 37 Valle de Aragón Edo. de México Tel: 7-62-16-02	INSTITUTO MEXICANO DEL PETROLEO Av. de los Cien Metros No. 152 Col. Vallejo Industrial México 14, D. F. Tel: 5-67-66-00 Ext. 2313

DIRECTORIO DE ASISTENTES AL CURSO DE ANALISIS Y DISEÑO DE TUBERIAS  
PARA PLANTAS INDUSTRIALES ( DEL 7 AL 18 DE MARZO DE 1977 )

<u>NOMBRE Y DIRECCION</u>	<u>EMPRESA Y DIRECCION</u>
21. FRANCISCO JAVIER MONDRAGON G. Mar de la Serenidad No. 72 Col. Los Olivos México 21, D. F. Tel: 5-44-57-09	PULLMAN SWINDEL MEXICANA Bvd. M. A. Camacho No. 40-7o. Piso Col. Frente al Toreo México, D. F. Tel: 5-57-53-00
22. ING. ALFONSO OLIVARES C. Circuito Economistas No. 66 Col. Satélite Edo. de México Tel: 5-62-85-06	HYLSA Paseo de la Reforma No. 116-5o. Piso México 6, D. F. Tel: 5-66-99-66
23. JOSE F. OLIVIER ALVAREZ Eton No. 759 Col. Lindavista México 14, D. F. Tel: 5-86-48-72	R.G. INGENIEROS, S. A. Av. Circunvalación Ote. No. 209 Echegaray, Edo. de México Tel: 5-60-51-44
24. ING. RAFAEL ORTIZ ALFARO Prolongación Niño Perdido No. 1149 Depto. 2 Col. Vertiz Narvarte México 12, D. F. Tel: 5-32-44-28	DIPLAN, S. A. Insurgentes Sur No. 1872-7o. Piso Col. Guadalupe Inn. México, D. F. Tel: 5-50-20-33
25. ING. RAMON PEREZ IÑIGUEZ Av. San Buenaventura 335 ° Col. Club de Golf México 22, D. F. Tel: 5-73-09-51	CONASUPO Av. Juárez No. 101-23 México 1, D. F. Tel: 5-18-40-84
26. ING. LEONEL RAMIREZ GONZALEZ Av. Siete No. 98 Depto. 8 Col. Independencia México 13, D. F. Tel: 6-72-32-75	CONSEJO NACIONAL DE CIENCIAS Y TECNOLOGIA Insurgentes Sur No. 1677 Col. Florida México 20, D. F. Tel: 5-24-63-60
27. GERARDO ROBLES MATUS La Tolteca No. 35 Col. Industrial México 14, D. F. Tel: 5-37-10-87	PROCESOS DE MEXICO, S.A. Insurgentes Sur 670-6o. Piso Col. del Valle México 12, D. F. Tel: 5-36-05-15

DIRECTORIO DE ASISTENTES AL CURSO DE ANALISIS Y DISEÑO DE TUBERIAS  
PARA PLANTAS INDUSTRIALES ( DEL 7 AL 18 DE MARZO DE 1977 )

<u>NOMBRE Y DIRECCION</u>	<u>EMPRESA Y DIRECCION</u>
28. VICTOR NAZARIO RODRIGUEZ SALINAS J. Toribio Medina No. 89 Col. Algarín México 8, D. F. Tel: 5-30-69-08	INGENIERIA ELECT., HIDRAULICA Y N. J. Toribio Medina No. 89 Col. Algarín México 8, D. F.
29. SERGIO ROMERO VARGAS Insurgentes Sur No. 670-1 Col. del Valle México 12, D. F.	PROCESOS DE MEXICO, S. A. México, D. F.
30. ING. FREDY SABIDO RIVAS Cuicacalli No. 78 Satélite Edo. de México Tel: 5-72-46-75	INSTITUTO MEXICANO DEL PETROLEO Av. de los Cien Metros No. 152 Col. Lindavista México 19, D. F. Tel: 5-67-66-00 Ext. 2305
31. ING. JOSE ALBERTO SANCHEZ R. Perseo No. 98 Prado Churubusco México 13, D. F. Tel: 6-70-05-62	COMISION FEDERAL DE ELECTRICIDAD Ródano No. 14-5o. Piso Col. Cuauhtémoc México 5, D. F. Tel: 5-53-71-33 Ext. 2649
32. ING. RODOLFO SOTO RESENDIS Blv. Encinas No. 82-A Jardines de San Mateo Edo. de México	COMISION FEDERAL DE ELECTRICIDAD Río Ródano No. 14 Col. Roma México 7, D. F. Tel: 5-53-71-33
33. ING. JOSE MA. SORASU LOPEZ Parque Molino de Flores No. 16 Col. El Parque México 10, D. F. Tel: 5-76-90-53	INGENIERIA DE SISTEMAS DE TRANSPORT- E METROPOLITANO, S. A. Minería No. 145 Col. Escandón México 18, D. F. Tel: 5-16-04-60 Ext. 343
34. CELESTINO TOVAR SOLIS Av. Andsa No. 40 Col. Nueva Ixtaçala Tlalnepantla Edo. de México	ENVASES GENERALES CONTINENTAL DE MEXICO, S. A. Oriente No. 107 No. 114 Col. Bondojito México 14, D. F. Tel: 5-17-53-34

DIRECTORIO DE ASISTENTES AL CURSO DE ANALISIS Y DISEÑO DE TUBERIAS  
PARA PLANTAS INDUSTRIALES ( DEL 7 AL 18 DE MARZO DE 1977 )

NOMBRE Y DIRECCION

EMPRESA Y DIRECCION

35. ING. JORGE TOVAR VAZQUEZ  
Sur 103-A No. 722  
Cecror Popular  
México 13, D. F.  
Tel: 5-81-32-38
36. GILBERTO ANDRES URUETA FLORES  
Obrero Mundial 191-404  
Col. del Valle  
México 12, D. F.
37. ARMANDO VALDEZ CARDENAS  
Isabel La Católica No. 414-305  
Col. Obrera  
México 8, D. F.  
Tel: 5-75-41-32
38. HUGO VASQUEZ LOPEZ  
Rto Sena No. 19-12  
Col. Cuauhtémoc  
México 5, D. F.  
Tel: 5-20-36-42
39. SAUL RAMIRO VENTURA CARDOSO  
Oriente 158 No. 127 Depto. 5  
Col. Moctezuma 2a. Sección  
México 9, D. F.
40. JOSE L. VILLANUEVA HIDALGO  
Fco. Morazan 135 Edif. 1-101  
Sto. Tomas Balbuena  
México 1, D. F.  
Tel: 7-68-66-76
41. OCTAVIO VELASCO SANCHEZ  
Norte 79-B No. 277  
Col. Libertad  
México 16, D. F.  
Tel: 5-61-37-51
- LATINOAMERICANA DE INGENIERIA, S.A.  
Tuxpan No. 54  
Col. Roma Sur  
México 7, D. F.  
Tel: 5-84-40-22
- BICA, S. A. DE C. V.  
Ejército Nacional No. 373-5o. Piso  
Col. Granada  
México 12, D. F.  
Tel: 2-50-57-88
- PROCESOS DE MEXICO, S. A.  
Insurgentes Sur No. 670-6o. Piso  
Col. del Valle  
México 12, D. F.  
Tel: 5-36-05-15
- SERVICIOS PROFESIONALES DE INGENIE-  
RIA, S. A.  
Melchor Ocampo No. 445-1er. Piso  
Col. Anzures  
México 5, D. F.  
Tel: 5-25-02-90
- BICA, S. A. DE C. V.  
Ejército Nacional No. 373-6o. Piso  
Col. Polanco  
México 5, D. F.  
Tel: 2-50-57-88 Ext. 119
- SECRETARIA DE AGRICULTURA Y  
RECURSOS HIDRAULICOS  
Plaza de la Republica 31-6o. Piso  
México 1, D. F.  
Tel: 5-46-52-75