

DIRECTORIO DE PROFESORES

SELECCION Y OPERACION DE BOMBAS DE AGUA Y SISTEMAS DE BOMBEO

Del 1° de marzo al 2 de abril

Ing. JORGE ARREDONDO GARCIA
Jefe de la Ofna. Electromecánica
Dirección Gral. de Obras Hidráulicas
Departamento del Distrito Federal
Calzada México-Tacuba # 589-2° Piso
México, D. F.
Telf.: 399-09-06

ING. FRANCISCO DEL CASTILLO TOLEDO
Proyectista en trabajos de
Ingeniería Eléctrica y Mecánica
Dirección de Proyectos de Obras
Hidráulicas para el Desarrollo Rural
Secretaría de Recursos Hidráulicos
Plaza de la República # 31- 6° P.
México, D. F.
Tel: 546-52-75

ING. ENRIQUE HERAS HERRERA
PROFESOR,
Facultad de Ingeniería
Universidad Abierta
U. N. A. M.
Palacio de Minería
Tacuba # 5
México 1, D. F.
Tel: 512-80-94

ING. RAUL LOPEZ CALVILLO
Coordinador General de
Seguridad Industrial en las
Obras de Construcción del
Sistema de Drenaje Profundo
de la Ciudad de México
I. C. A.
V. Miguel Alemán # 184
México 18, D. F.
Tel: 516-04-60 ext. 318

ING. JUAN MARTINEZ GARCIA
Gerente de Ventas División Gobierno
Worthington
Tel: 567-51-00

ING. JAIME REVILLA FAJARDO
Fairbanks Morse
Ave. Cuauhtémoc # 1338
México 13, D. F.
Tel: 559-12 57

ING. JUAN JACOBO SCHMITTER
Ingeniero Consultor
Solum, S. A.
Minería 145, edif."C" P. B.
México, D. F.
516-04-60 ext. 366 y 365

ING. GILBERTO SOTELO AVILA
Jefe del Departamento de
Ingeniería Civil, Topográfica y Geodesia
Facultad de Ingeniería
Ciudad Universitaria
México 20, D. F.
548_96-69

ING. OCTAVIO VELASCO SANCHEZ
Jefe del Departamento de Derivaciones
de la Dirección de Proyectos de obras
hidráulicas para el desarrollo rural
Secretaría de Recursos Hidráulicos
Plaza de la República 31-6°
México, D. F.
546-52-75

ING. MANUEL VIEJO ZUBICARAY
Gerente General
Consorcio Manufacturero, S. A.
Czda. San Mateo # 17
Antes Atizapán de Zaragoza
Edo. de México
Tel. 397.30.55 y 397.31.44

DR. CARLOS FARIAS DE LA GARZA
GERENTE
PICSA BOMBAS Y SISTEMAS
BLVD. Manuel Avila Camacho # 495
Apdo. Postal # 195
Naucalpan de Juárez, Edo. de México
Tel.: 576-14-67

SELECCION Y OPERACION DE BOMBAS DE AGUA Y SISTEMAS DE BOMBEO

(Programa "A")

FECHA	DURACION	TEMA	PROFESOR
Marzo 1°	18 a 21 h	1. PROBLEMAS DE BOMBEO DE AGUA 1.1 Excavaciones 1.2 Túneles 1.3 Pequeños abastecimientos 1.4 Aguas negras 1.5 Riegos 1.6 Pozos profundos 1.7 Sistemas de bombeo	Ing. Juan Jacobo Schmitter Ing. Raul López Calvillo
Marzo 3	18 a 21 h	2. HIDRAULICA DE LOS SISTEMAS DE BOMBEO 2.1 Principios generales y sus apli caciones 2.2 Dispositivos de control 2.3 Pérdidas en tuberías 2.4 Sistemas de tubos 2.5 Fuerzas en tuberías y anclajes 2.6 Uniones y curvas	M. en I. Gilberto Sotelo Avila
Marzo 5 y 8	18 a 21 h cada día	3. TIPOS DE BOMBAS 3.1 Nomenclatura y clasificación 3.2 Principios de operación 3.3 Análisis de pérdidas 3.4 Similitud dinámica 3.5 Velocidad específica 3.6 Curvas características 3.7 Bombas centrífugas de flujo mix to y de flujo axial 3.8 Bombas de diseño especial; eyecc toras, cárcamo, húmedo, autoce- bante, de sumidero, sumergibles de pozo profundo, well point.	Ing. Juan Martínez

SELECCION Y OPERACION DE BOMBAS DE AGUA Y SISTEMAS DE BOMBEO

FECHA	DURACION	TEMA	PROFESOR
Marzo 10	18 a 21 h	<p>4. ESPECIFICACIONES Y DETALLES DE CONSTRUCCION</p> <p>4.1 Definiciones y nomenclaturas</p> <p>4.2 Carcasa</p> <p>4.3 Impulsores</p> <p>4.4 Anillos de desgaste</p> <p>4.5 Estoperos, empaques y sellos</p> <p>4.6 Flechas</p> <p>4.7 Cojinetes</p> <p>4.8 Bases</p>	Ing. Manuel Viejo Zubicaray
Marzo 12	18 a 21 h	<p>5. MOTORES</p> <p>5.1 Diferentes tipos</p> <p>5.2 Motores eléctricos. Diferentes tipos y aplicaciones</p> <p>5.3 Dispositivos de protección de arranque y parada.</p> <p>5.4 Motores de combustión interna. Diferentes tipos y aplicaciones</p>	Ing. Francisco del Castillo
Marzo 15 y 17	18 a 21 h cada día	<p>6. CARACTERÍSTICAS DE UN SISTEMA DE BOMBEO Y SELECCION DEL EQUIPO</p> <p>6.1 Características generales del sistema</p> <p>6.2 Definición de términos: presión, carga estática de bombeo, pérdida de fricción, carga dinámica de bombeo, carga neta positiva de succión.</p> <p>6.3 Curvas de un sistema de bombeo</p> <p>6.4 Información necesaria para la selección</p> <p>6.5 Aplicaciones</p> <p>6.6 Factores a considerar en la compra de bombas y motores.</p>	Ing. Jaime Revilla

SELECCION Y OPERACION DE BOMBAS DE AGUA Y SISTEMAS DE BOMBEO

FECHA	DURACION	TEMA	PROFESOR
Marzo 19	18 a 21 h	<p>7. PLANTAS DE BOMBEO</p> <p>7.1 Aspectos generales 7.2 Diseño de las instalaciones 7.3 Tuberías y accesorios 7.4 Instalaciones de máquinas y detalles complementarios</p>	Ing. Octavio Velasco Sánchez
Marzo 20	9 a 14 h	<p>VISITA</p> <p>Manufacturera Fairbanks Morse, S.A.</p> <p>SECUENCIA DE PRUEBAS</p> <p>Presentación de los instrumentos que se utilizan.</p> <p>Entrega de los portafolios que contienen la literatura necesaria para que cada asistente pueda realizar sus propias lecturas y cálculos. Esto incluye curvas y calibración de instrumentos y descripción completa del prototipo así como sus aplicaciones.</p> <p>Instalación de los instrumentos tipo "Burdon" que se utilizarán durante la prueba, en el dispositivo de calibración y lectura de un punto como ejemplo. Al mismo tiempo descripción del medidor de "peso muerto".</p> <p>Empieza a correr la prueba que consistirá en determinar los siguientes parámetros de operación:</p> <p>I - Gasto II - Carga III - Potencia IV - Velocidad</p>	Ing. Jaime Revilla

SELECCION Y OPERACION DE BOMBAS DE AGUA Y SISTEMAS DE BOMBEO

FECHA	DURACION	TEMA	PROFESOR
		Trabajo de gabinete en el salón de juntas.	
		Mesa Redonda	
		Actividad social y despedida.	
Marzo 22	18 a 21 h	7.5 Ejemplo de aplicación	Ing. Raúl López Calvillo
Marzo 24	18 a 20 h	8. BOMBEO Y ALMACENAMIENTO	Ing. Enrique Heras Herrera
		8.1 Hidrograma de entrada y salida	
		8.2 Volumen de almacenamiento	
		8.3 Sistemas de bombeo-almacenamiento	
Marzo 26 Marzo 29	18 a 21 h 18 a 21 h	9. SISTEMAS DE ABASTECIMIENTO DE AGUA A PRESION Y DISPOSITIVOS DE CONTROL AUTOMATICO	Dr. Carlos Farías de la Garza.
		9.1 Sistema de abastecimiento de agua usados en los Estados Unidos de Norteamérica	
		9.2 Sistemas de abastecimiento de aguas usados en México.	
		9.3 Sistema automático programado a presión constante	
		9.4 Determinación de la carga manométrica	
		9.5 Sistema de abastecimiento directo de la red municipal.	

SELECCION Y OPERACION DE BOMBAS DE AGUA Y SISTEMAS DE BOMBEO

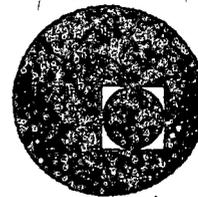
FECHA	DURACION	TEMA	PROFESOR
Marzo 31	18 a 21 h	10. OPERACION Y MANTENIMIENTO	Ing. Jorge Arredondo García
		10.1 Aspectos generales	
		10.2 Condiciones de succión	
		10.3 Cebado, arranque y parada	
		10.4 Lubricación y refrigeración	
		10.5 Eficiencia de un sistema de bombeo	
		10.6 Pérdidas de eficiencia del sistema	
		10.7 Refacciones	
Abril 2	18 a 21 h	11. GOLPE DE ARIETE EN SISTEMAS DE BOMBEO	M. en I. Gilberto Sotelo Avila
		11.1 Teoría general	
		11.2 Aplicación a sistemas de bombeo	
		11.3 Control de golpe de ariete y dispositivos de alivio	
		11.4 Ejemplos numéricos	
Abril 5	18 a 21 h	12. MESA REDONDA	
		13. CLAUSURA	

HABRA UNA EXPOSICION DE FABRICANTES Y DISTRIBUIDORES DE EQUIPO DE BOMBAS EN LA SALA DE EXPOSICION DEL CENTRO DE EDUCACION CONTINUA

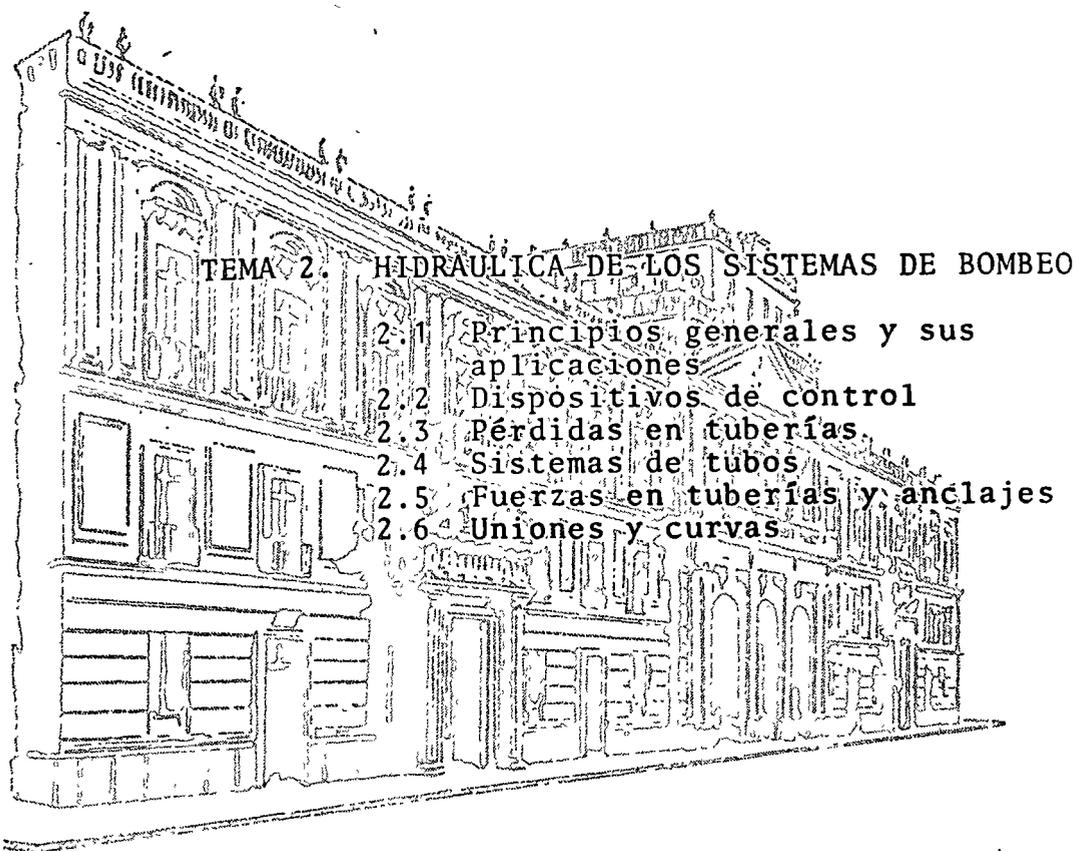




centro de educación continua
división de estudios superiores
facultad de ingeniería, unam



SELECCION Y OPERACION DE BOMBAS DE AGUA Y SISTEMAS DE BOMBEO



TEMA 2. HIDRAULICA DE LOS SISTEMAS DE BOMBEO

- 2.1 Principios generales y sus aplicaciones
- 2.2 Dispositivos de control
- 2.3 Pérdidas en tuberías
- 2.4 Sistemas de tubos
- 2.5 Fuerzas en tuberías y anclajes
- 2.6 Uniones y curvas

M. EN I. GILBERTO SOTELO AVILA
Marzo, 1976



CAPITULO 2. HIDRAULICA DE LOS SISTEMAS DE BOMBEO

2.1 Introducción

El análisis del flujo de agua en una conducción se basa en el estudio del movimiento del líquido en una conducción como si fuera una vena líquida limitada, tanto en el caso de conducciones forzadas o a presión (tuberías) por las paredes rígidas de frontera, como en el caso de conducciones abiertas -- (canales) en parte por paredes rígidas y en parte por la superficie libre del -- líquido en contacto con la atmósfera. En estas condiciones, el problema se -- reduce a estudiar el movimiento a lo largo de una sola dimensión (unidimensional) que corresponde a la dirección en que se produce el escurrimiento, -- eliminando con ello las complejidades del tratamiento tridimensional. De es -- te modo, las variables características del escurrimiento (velocidad, gasto, -- presión) se representa a través de la media de los valores que hay en los pun -- tos de una misma sección transversal del conducto y las magnitudes de dichos -- promedios concentrados en el centro de gravedad de la sección. De este mo -- do, hay variación de los mismos sólo en la dirección del movimiento general, -- aún cuando existan cambios en el área, de una sección a otra. La dirección -- en que ocurre la variación no es necesariamente rectilínea sino a lo largo del -- eje del conducto.

En este capítulo se establecen las ecuaciones de la hidráulica refe -- ridas al flujo unidimensional y que resultan de la aplicación de los principios -- fundamentales de la Física. Ellas son: la de continuidad, la de energía y la -- de impulso y cantidad de movimiento.

2.2 Ecuación de continuidad

Recordamos que, por definición, gasto (o caudal) a través de la sec -- ción transversal de un conducto es el volumen de líquido que atraviesa la -- sección en la unidad de tiempo. Además, siendo V la velocidad media del -- líquido a través de la sección y A el área de la misma, el gasto en una sección -- queda determinado como sigue:

$$Q = V A$$

siendo sus dimensiones: m^3/seg , lt/seg , $\text{lt}/\text{mín}$ o lt/hr .

La ecuación de continuidad está basada en el principio de conserva -- ción de la materia que, para el caso de un escurrimiento independiente del -- tiempo (o sea, del instante en que se haga el análisis) e incompresible, esta -- blece que "la cantidad neta de volumen de líquido que entra y sale en la uni -- dad de tiempo entre dos o más secciones que limitan a una parte del conducto, -- vale cero".

Este principio implica que la suma de gastos que entran sea igual a la suma de los que salen. Esto es, al considerar la definición de gasto y la ec (2.1), resulta:

$$\sum_e V A = \sum_s V A \quad (2.2)$$

Si el conducto no tiene bifurcaciones, esta ecuación se simplificaría a la siguiente ecuación.

$$V_1 A_1 = V_2 A_2 \quad (2.3)$$

que se aplica entre dos secciones 1 y 2 cualesquiera del conducto.

A continuación se resuelve un problema que permitirá aclarar mejor estos resultados.

Problema 2.1 En la fig 2.1 se muestra la bifurcación de un conducto circular que tiene los diámetros indicados. El agua que entra en la sección 1 sale por las secciones 3 y 4. a) Si la velocidad media en 2 es de 0.60 m/seg y en 3 es de 2.70 m/seg, calcular las velocidades medias en las secciones 1 y 4; el gasto total; y el gasto en cada rama de la tubería. b) Si se cierra la válvula localizada en el extremo del tubo 4 y se mantiene el mismo gasto total, -- calcular la velocidad en la sección 3.

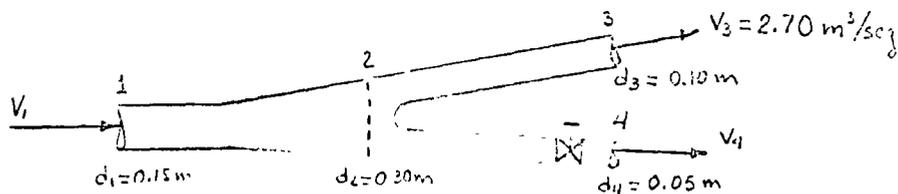


Fig 2.1 Esquema aclaratorio del problema 2.1

Solución a. La ec (2.3) aplicada entre las secciones 1 y 2 conduce a que

$$V_1 \frac{\pi d_1^2}{4} = V_2 \frac{\pi d_2^2}{4}$$

de donde se tiene :

$$V_1 = 0.60 \left(\frac{0.30}{0.15} \right)^2 = 2.40 \text{ m/seg}$$

De manera análoga, la ec (2.2) aplicada a las secciones 1, 3 y 4 resulta:

$$V_2 \frac{\pi d_2^2}{4} = V_3 \frac{\pi d_3^2}{4} + V_4 \frac{\pi d_4^2}{4}$$
$$V_4 = 0.60 \left(\frac{0.30}{0.05} \right)^2 - 2.7 \left(\frac{0.10}{0.05} \right)^2 = 10.8 \text{ m/seg}$$

El gasto total es :

$$Q = V_1 \frac{\pi d_1^2}{4} = 2.4 \frac{\pi}{4} (0.15)^2 = 0.042 \text{ m}^3/\text{seg}$$

El gasto por la sección 3 es entonces :

$$Q_3 = V_3 \frac{\pi d_3^2}{4} = 2.7 \times \frac{\pi}{4} (0.10)^2 = 0.021 \text{ m}^3/\text{seg}$$

y el gasto por la sección 4 es el siguiente :

$$Q_4 = V_4 \frac{\pi d_4^2}{4} = 10.8 \times \frac{\pi}{4} (0.05)^2 = 0.021 \text{ m}^3/\text{seg}$$

Esto es, el gasto vale:

$$Q = Q_3 + Q_4 = 0.021 + 0.021 = 0.042 \text{ m}^3/\text{seg}$$

que comprueba el resultado anterior.

Solución b. Para estas condiciones, el gasto total en las secciones 1 o 2 será el que pase por la sección 3, siendo $Q_4 = 0$. Por tanto, de la ec (2.3)

$$V_3 \frac{\pi d_3^2}{4} = 0.042 \text{ m}^3/\text{seg}$$
$$V_3 = \frac{4 \times 0.042}{\pi \times 0.10^2} = 5.348 \text{ m/seg}$$

2.3 Ecuación de la energía

La derivación de esta ecuación se basa en el principio de la conservación de la energía y permite calcular las diferentes transformaciones de la energía mecánica dentro del escurrimiento y las cantidades disipadas en energía calorífica que, en el caso de líquidos, no se aprovecha.

Si no se incluyen los efectos termodinámicos en el escurrimiento ni la energía mecánica desde el exterior (bomba o turbina), es posible derivar esta ecuación de movimiento-aplicable al flujo de líquidos-a partir de la segunda ley de Newton. Para ello es necesario considerar las fuerzas que se oponen al movimiento, las cuales desarrollan un trabajo mecánico equivalente a la energía disipada al vencer dichas fuerzas.

Consideremos un tramo de un conductor de sección variable, limitado por las secciones 1 y 2 (fig. 2.2) dentro del cual escurre un líquido. Su eje queda representado por la línea que une los centros de gravedad de las secciones transversales, las cuales quedan localizadas por la coordenada curvilínea s , que mide las distancias sobre el eje del conductor. La elevación del centro de gravedad de las secciones queda definida a través del desnivel z a partir de un plano de referencia arbitrario ($z = 0$).

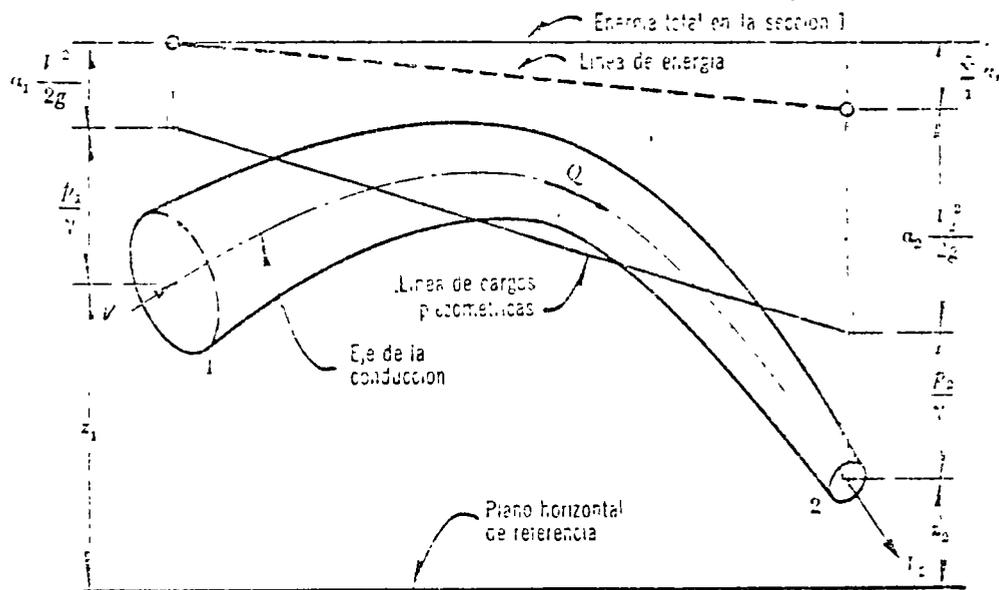


Figura 2.2. Interpretación de la ecuación de la energía para una conducción forzada.

Para estas condiciones, se puede derivar la llamada ecuación de energía (ec. 2.4) a partir de la segunda ley de Newton (ref 1). Dicha ecuación para un escurrimiento independiente del tiempo es:

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + \sum_i h_{r_i} \quad (2.4)$$

El análisis de cada uno de los términos de esta ecuación muestra que sus dimensiones corresponden a los de una longitud o "carga". El término z medido desde un plano horizontal de referencia, se llama "carga de posición"; p/γ es la carga de presión; $V^2/2g$ la carga de velocidad y $\sum_i h_{r_i}$ "la pérdida de carga" entre las secciones 1 y 2, esto es, la disipación de energía del escurrimiento entre dichas secciones.

La ec (2.4) establece las relaciones entre las diferentes transformaciones de la energía mecánica del líquido, por unidad de peso del mismo γ (FL/F). La carga de posición es la energía potencial; la carga de presión es la energía correspondiente al trabajo mecánico ejecutado por las fuerzas debidas a la presión; la carga de velocidad es la energía cinética de toda la vena líquida; la pérdida de carga es la energía transformada en otro tipo de energía (transferencia de calor) que, en el caso de los líquidos, no es utilizable en el movimiento; y, finalmente, la carga correspondiente al cambio local de la velocidad es la energía utilizada para efectuar dicho cambio.

a) Si no se considera la pérdida de energía, $\sum_1^2 h_r = 0$ y la ec.(2.4) adopta la forma llamada ecuación de Bernoulli para una vena líquida, esto es:

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} \quad (2.5)$$

b) Si $H = z + \frac{p}{\gamma} + \frac{V^2}{2g}$ representa la energía por unidad de peso que tiene el líquido en una determinada sección, la cual es medida desde el plano horizontal de referencia, la ec (2.4) se simplifica así:

$$H_1 = H_2 + \sum_1^2 h_r \quad (2.6)$$

En una determinada sección la energía de un volumen v del líquido, respecto del plano horizontal de referencia, es:

$$E = \gamma v H$$

y, por definición de energía y potencia, en esa sección ésta última vale:

$$P = \frac{dE}{dt} = \gamma H \frac{dQ}{dt}$$

Además, por definición de gasto, la energía del líquido en la unidad de tiempo, esto es, su potencia, vale:

$$P = \gamma Q H \quad (2.7)$$

donde:

- γ peso específico del líquido, en kg/m^3
- H energía total respecto del plano de referencia, en m;
- Q gasto en la sección considerada, en m^3/seg ;
- P potencia del líquido, en kg m/seg

Esto es, si se multiplican ambos miembros de la ec. (2.6) por $\frac{1}{\rho} Q$, esta ecuación se puede también en la forma:

$$P_1 = P_2 + \frac{V_2^2}{2g} + \sum_r h_r \quad (2.8)$$

Una interpretación física de cada uno de los términos de la ec. (2.4) para una conducción forzada con escurrimiento independiente del tiempo (permanente), se muestra en la fig. 2.2 y para la cual se pueden hacer las siguientes definiciones.

1. La línea de energía une los puntos que indican en cada sección la energía de la corriente.
2. La línea de cargas piezométricas o gradiente de cargas de presión, une los puntos que marcan en cada sección la suma de las cargas $z + \frac{p}{\rho g}$ por arriba del plano de referencia.

De acuerdo con estas definiciones, la línea de cargas piezométricas - está separada de la línea de energía la distancia vertical $V^2/2g$ correspondiente a cada sección. Al mismo tiempo se pueden hacer las siguientes generalizaciones:

1. La línea de energía no puede ser horizontal o con inclinación - ascendente en la dirección del escurrimiento, si el líquido es - real y no adquiere energía adicional desde el exterior. La diferencia de nivel de la línea de energía en dos puntos distintos representa la pérdida de carga o disipación de energía por unidad de peso del líquido fluyente.
2. La línea de energía y la de cargas piezométricas coinciden y quedan al nivel de la superficie libre para un volumen de líquido en reposo (por ejemplo, un depósito o un embalse).
3. En el caso de que la línea de cargas piezométricas quede en algún tramo por debajo del eje de la vena líquida, las presiones locales - en ese tramo son menores que la presión cero de referencia que se utilice (comunmente la presión atmosférica).

En la fig. 2.3 se muestra la disposición de las líneas de energía, y de cargas piezométricas, de una instalación hidroeléctrica donde el flujo es permanente; la turbina aprovecha la energía disponible H_a, b . En la fig. 2.4 se muestra el mismo esquema, pero en este caso se trata de una instalación de bombeo. Para los dos casos la ec. (2.4) se escribe como sigue:

$$z_1 = z_2 + \frac{V_2^2}{2g} + \sum_a h_r + \sum_b h_r + H_{a,b} \quad (2.9)$$

En la instalación hidroeléctrica la turbina queda generalmente muy próxima a la sección 2 y el término $\sum_{1}^2 h_r$ es despreciable.

Por lo que respecta al término $H_{a,b}$ éste se ha empleado en la ec. (2.9) como una energía cedida o añadida al flujo y tiene las dimensiones de una longitud. En efecto, por definición de potencia (ec. 2.7) tenemos que:

$$H_{a,b} = \frac{P}{\gamma Q}$$

es la energía neta por unidad de peso que cede o se transmite al líquido por efecto de la máquina; tiene signo positivo en la ec. (2.9) cuando el líquido cede energía (turbina) o negativo cuando la recibe (bomba). Aún más, si P_n es la potencia nominal de la máquina y η su eficiencia, entonces

$$H_{a,b} = \frac{\eta P_n}{\gamma Q} \quad (2.10a)$$

si se trata de una turbina; y

$$H_{a,b} = -\frac{\eta P_n}{\gamma Q} \quad (2.10b)$$

si es una bomba.

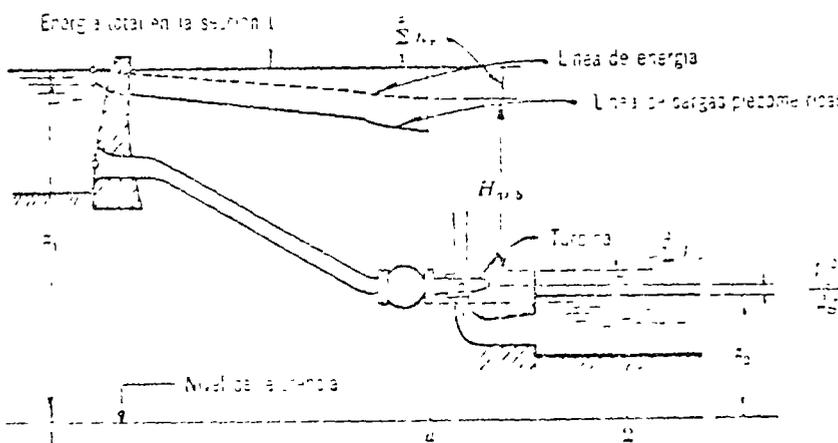


Figura 2.3. Líneas de energía y de cargas piezométricas en una instalación hidroeléctrica

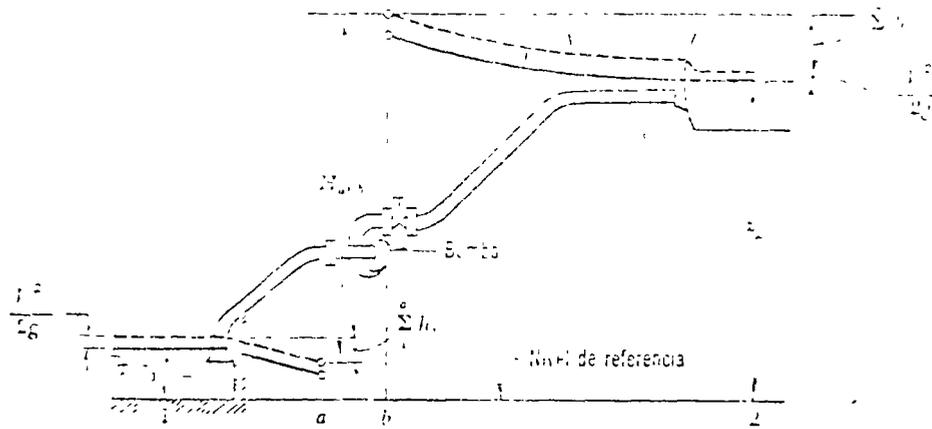


Figura 2.4. Líneas de energía y de cargas piezométricas en una instalación de bombeo.

2.4 Ecuación del impulso y cantidad de movimiento

Esta ecuación, para un volumen de control del flujo, se deriva de la segunda ley de Newton. Se conoce como la cantidad de movimiento de un elemento de masa M al producto de ésta por su velocidad.

La derivación de esta ecuación puede también consultarse en la ref. 1 y aquí solamente haremos una explicación detallada de cada uno de sus términos y de la manera como se aplica.

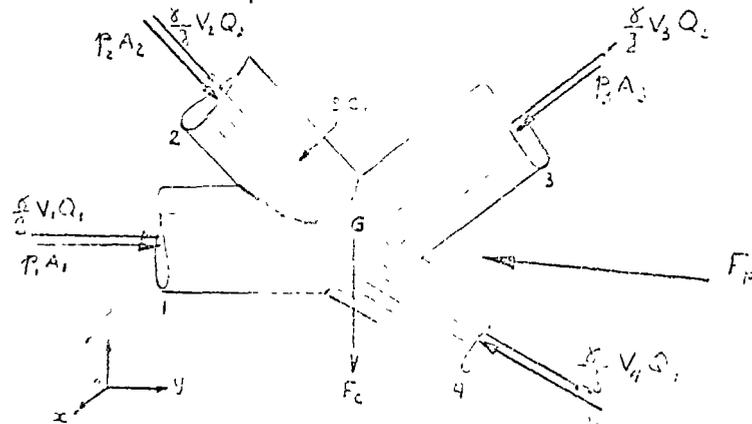


Fig. 2.5 Aplicación de la ecuación del impulso y cantidad de movimiento.

Consideremos la unión y separación en el espacio de un conjunto de tubos, como se muestra en la fig 2.5, y que están referidos al sistema de ejes coordenadas que se indica. La forma vectorial general de la ecuación de la cantidad de movimiento es:

$$\vec{F}_p + \vec{F}_g + \vec{F}_e = \frac{\rho}{g} \sum (Q\vec{V}) \quad (2.9)$$

la cual obviamente se puede escribir a través de sus componentes según los tres ejes coordenados, a saber:

$$F_{px} + F_{sx} + F_{cx} = \frac{\dot{M}}{g} \sum (QV_x) \quad (2.9a)$$

$$F_{py} + F_{sy} + F_{cy} = \frac{\dot{M}}{g} \sum (QV_y) \quad (2.9b)$$

$$F_{pz} + F_{sz} + F_{cz} = \frac{\dot{M}}{g} \sum (QV_z) \quad (2.9c)$$

Para aplicar esta ecuación conviene observar los siguientes pasos:

- Se elige el volumen de control con la amplitud que tenga interés en el estudio y se trata como un cuerpo libre; dicho volumen debe estar completamente lleno de líquido.
- Las fuerzas de superficie F_p y F_c se consideran acciones debidas a la presión y esfuerzo cortante, respectivamente, que se aplican desde el exterior hacia el VC (las acciones del líquido sobre sus fronteras son iguales pero de sentido opuesto). Por lo que respecta a las fuerzas de presión éstas pueden ser de tipo estático y dinámico y, en ocasiones, conviene separarlas en la forma:

$$\vec{F}_p = \vec{F}_{pe} + \vec{F}_{pd}$$

Las fuerzas debidas al esfuerzo cortante se consideran como la acción de la fricción desde la frontera hacia el líquido y, en ocasiones, puede ser difícil evaluarlas.

- Las fuerzas de cuerpo F_c pueden ser de cualquier tipo pero, en general, serán fuerzas debidas al peso del volumen de control y aplicadas en su centro de gravedad.
- \vec{V} representa el vector velocidad media del gasto Q que atraviesa una cierta porción de la superficie de control; se considera aplicado en el centro de gravedad y en la dirección normal a las porciones de área de la SC. De esta manera, cada producto $Q\vec{V}$ que integran el término $\sum (Q\vec{V})$ de la ec. (2.9) será un vector con la misma dirección que \vec{V} y con el sentido que lleva el flujo al pasar sobre la porción de área analizada. Además del signo que les corresponda en la suma, según la dirección y sentido de \vec{V} , se deberá afectar cada término con un signo; positivo si el gasto sale del volumen de control y negativo en caso contrario.

Si se elige un volumen de control suficientemente reducido como para despreciar las pérdidas de energía, es posible despreciar también las fuerzas de resistencia al flujo debidas al esfuerzo cortante, F_c

De acuerdo con los pasos antes señalados, en la fig 2.5 se indican las diferentes fuerzas que intervienen en el análisis. Al delimitar el volumen de control VC (o cuerpo libre) como se muestra en la figura, las porciones de superficie SC (S.C. encierra al VC) a través de las cuales entra o sale líquido son las secciones transversales 1, 2, 3 y 4 de los tubos que integran el sistema. Sobre dichas secciones y en la dirección del eje del tubo se producen las fuerzas de superficie de tipo estático $p_i A_i$ como acciones del líquido que se encuentra fuera del volumen de control analizado (p , presión y A área del tubo) y siempre dirigidos hacia el interior del volumen. De esta manera, $p_1 A_1$ y $p_2 A_2$ coinciden en dirección con la del flujo por estos tubos, en cambio: $p_3 A_3$ y $p_4 A_4$ tienen dirección con-

traria a la del flujo por estos tubos. La resultante de las fuerzas de superficie de tipo dinámico producidos sobre el resto de la superficie S.C. se representa por \vec{F}_{pd} ; normalmente se desconoce y equivale a la acción que ejerce la pared del tubo para forzar al movimiento del líquido en las condiciones señaladas. Se ha despreciado la fuerza de resistencia al escurrimiento \vec{F}_c . La fuerza de cuerpo \vec{F}_c es la correspondiente al peso del líquido encerrado por el volumen analizado y tendrá siempre la dirección vertical. Finalmente los vectores $\frac{\gamma}{g} Q_i \vec{V}_i$ son las cantidades de movimiento del líquido -

que escurre por los diferentes tubos, teniendo cada uno de ellos el signo que les corresponda, de acuerdo con lo señalado en el paso d.

De esta manera, tomando en consideración lo antes expuesto, las ecs (2.9) aplicadas al sistema de tubos de la fig 2.5 se convierten en las siguientes:

$$\begin{aligned} (p_1 A_1)_x + (p_2 A_2)_x + (p_3 A_3)_x + (p_4 A_4)_x + (F_{pd})_x &= \\ &= \frac{\gamma}{g} \left[(V_3 Q_3)_x + (V_4 Q_4)_x - (V_1 Q_1)_x - (V_2 Q_2)_x \right] \\ (p_2 A_2)_y + (p_3 A_3)_y + (p_4 A_4)_y + (F_{pd})_y &= \\ &= \frac{\gamma}{g} \left[(V_3 Q_3)_y + (V_4 Q_4)_y - (V_1 Q_1)_y - (V_2 Q_2)_y \right] \\ (p_2 A_2)_z + (p_3 A_3)_z + (p_4 A_4)_z + (F_{pd})_z + F_c &= \\ &= \frac{\gamma}{g} \left[(V_3 Q_3)_z + (V_4 Q_4)_z - (V_1 Q_1)_z - (V_2 Q_2)_z \right] \end{aligned}$$

En estas ecuaciones se deberán considerar los signos correspondientes a la suma algebraica de las proyecciones de los vectores sobre cada uno de los ejes; estos es, positivos si son en la dirección positiva de los ejes y negativos en caso contrario. Esto también vale para las proyecciones de los vectores de cantidad de movimiento, independientemente de los signos ya adoptados por lo que se refiere a lo señalado en el paso d.

2.5 Sobre la aplicación de las ecuaciones de la energía y de la cantidad de movimiento

Las ecuaciones de la energía y de la cantidad de movimiento se aplican de manera diferente y, si se hace correctamente, ellas describirán un flujo con idénticos grados de exactitud. Sus principales diferencias se encuentran en su estructura: mientras la ecuación de la cantidad de movimiento es vectorial y engloba fuerzas totales y condiciones externas — sin tomar en cuenta los cambios internos de energía — la ecuación de la energía es por el contrario escalar y toma en cuenta los cambios internos de energía y no las fuerzas totales y condiciones externas.

En muchos casos, una de las dos ecuaciones es suficiente para el análisis de un problema; la elección entre ellas depende que sean las fuerzas totales o la energía del flujo la que se necesita en la solución. En otros casos, por el contrario, la naturaleza del problema es tal que resulta necesario usar las dos ecuaciones simultáneamente para estudiar la solución completa.

En general, cualquiera que sea el sistema de ecuaciones por usar, éste se deberá plantear entre secciones finales con condiciones de frontera perfectamente definidas, es decir, entre aquellas secciones de la conducción en las que se conozcan con exactitud los valores de la energía de posición, de presión y de velocidad y, por lo mismo, la energía total.

Estas secciones son las siguientes.

- a) La superficie libre del líquido, en un recipiente al cual se conecta el conducto.
- b) La sección final de un chorro descargado por un chiflón a las condiciones atmosféricas (o dentro de un espacio lleno de gas a presión constante).
- c) Secciones intermedias de una conducción a las cuales confluyen o se bifurcan ramales, donde la energía sea común para todas las ramas.

2.6 Conceptos generales en el cálculo de pérdidas

En tuberías largas la pérdida por fricción es muy importante y ha sido objeto de investigaciones teórico experimentales para llegar a soluciones satisfactorias de fácil aplicación. El número de Reynolds es un parámetro que juega un papel importante en la evaluación de las pérdidas en un tubo; en el caso de un tubo cilíndrico se define como sigue:

$$Re = \frac{VD}{\nu}$$

donde V es la velocidad en el tubo (en cm²/seg), D el diámetro del mismo -- (en cm) y ν la viscosidad del agua (en cm²/seg) que es función de la temperatura de la misma, de acuerdo con los siguientes valores.

T en °C	0	5	10	15	20	25	30	35	40
ν en cm ² /seg	0.0173	0.0159	0.0132	0.0114	0.0101	0.009	0.008	0.0072	0.0066

Cuando la superficie de la pared de un tubo se amplifica, observamos que es formada por irregularidades o asperezas de diferentes alturas y con distribución irregular o aleatoria. Dicha característica es difícil de definir científicamente pues depende de factores como la altura media de las irregularidades de la superficie, la variación de la altura efectiva respecto de la altura media, la forma y distribución geométrica, la distancia entre dos irregularidades vecinas, etc.

Puesto que prácticamente es imposible tomar en consideración todos estos factores, se admite que la rugosidad puede expresarse por la altura media de las asperezas (rugosidad absoluta), como un promedio obtenido del resultado de un cálculo con las características del flujo, más no propiamente por el obtenido como la media de las alturas determinadas físicamente de la pared, en cada tubo. Es más importante la relación que la rugosidad absoluta guarda con el diámetro del tubo, esto es, la relación ϵ/D que se conoce como rugosidad relativa.

Existen tubos, como los de asbesto-cemento, cuya rugosidad es de forma ondulada y que se comportan hidráulicamente como si fueran tubos lisos -- (vidrio o plástico).

Tres conceptos geométricos de la sección de una conducción hidráulica, muy importantes en el cálculo de las pérdidas de fricción son los siguientes: Área hidráulica A, es decir, el área de la sección transversal ocupada por el líquido dentro del tubo.

Perímetro mojado P, que es el perímetro de la sección transversal del tubo en el que hay contacto del líquido con la pared. Radio hidráulico R_h , o sea la relación entre el área hidráulica y el perímetro mojado de la sección ($R_h = A/P$).

2.7 Pérdidas por fricción

Para un flujo permanente, en un tubo de diámetro constante, la línea de cargas piezométricas es paralela a la línea de energía e inclinada en la dirección del movimiento. En 1850, Darcy, Weisbach y otros, dedujeron experimentalmente una fórmula para calcular en un tubo la pérdida por fricción:

$$h_f = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} \quad (2.10a)$$

donde

- f factor de fricción, sin dimensiones;
- g aceleración de gravedad en m/seg^2 ;
- h_f pérdida por fricción, en m;
- D diámetro del tubo, en m;
- L longitud del tubo, en m;
- V velocidad media, en m/seg

El factor de fricción es función de la rugosidad ϵ y del número de Reynolds Re en el tubo, esto es:

$$f = f(\epsilon, Re)$$

Si S_f representa la relación entre la pérdida de energía y la longitud del tubo en que ésta ocurre (pendiente de fricción), la ec (2.10a) también es:

$$S_f = \frac{h_f}{L} = \frac{f}{D} \frac{V^2}{2g} \quad (2.10b)$$

Con base en los resultados de diferentes investigadores, Moody preparó el diagrama universal, que lleva su nombre, para determinar el factor de fricción f en tuberías de rugosidad comercial (fig 2.6), en función del número de Reynolds en el tubo. La observación de dicho diagrama permite corroborar los siguientes puntos importantes:

- a) Dentro del intervalo $Re \leq 2300$ para flujo laminar, f depende exclusivamente del número de Reynolds y no de la rugosidad del tubo; sigue la ley general: $f = 64/Re$
- b) Existe una zona crítica entre $Re = 2300$ y $Re = 3500$ donde no se obtuvieron resultados confiables. Con $Re = 3500$ se inicia una zona de transición entre flujo laminar y flujo turbulento, sin poder establecer una ley general de variación. Dentro de esta zona, f depende, -- tanto de Re , como de ϵ/D .
- c) De acuerdo con el valor de ϵ/D , la zona turbulenta se inicia con diferentes valores de Re ; es decir, que el número de Reynolds, como límite superior para la zona de transición, depende de la rugosidad del tubo.
- d) Dentro de la zona turbulenta, esto es para números de Reynolds grandes, f es independiente de Re y varía exclusivamente con la rugosidad relativa ϵ/D . De acuerdo con la fórmula de Darcy-Weisbach, ello significa que f depende del cuadrado de la velocidad.

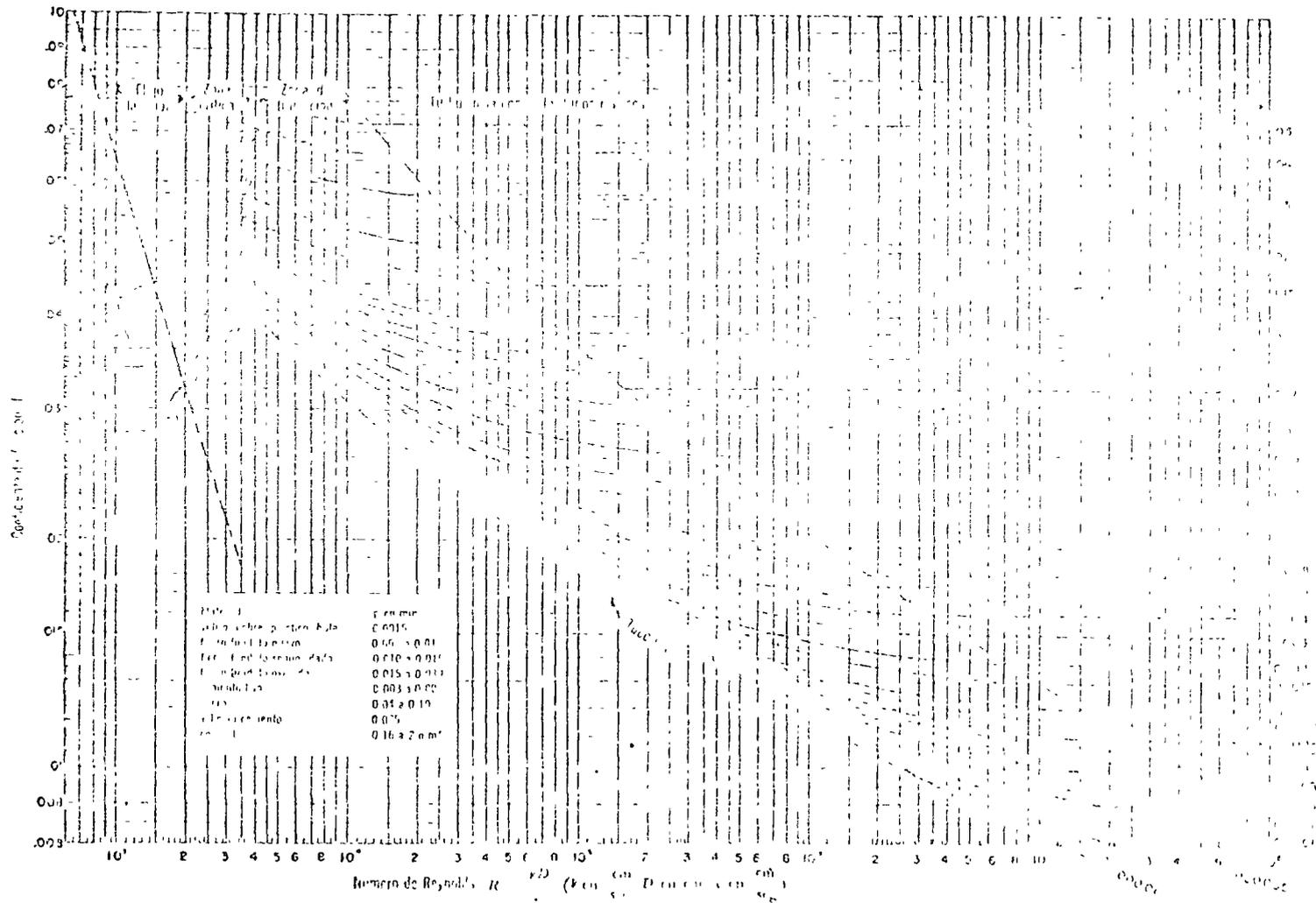


Figura 2. Coeficiente de fricción para cualquier tipo y tamaño de tubo, de 1/8" a 12" de diámetro.

resistencia al flujo en tubos comerciales

TABLA 2.7. Rugosidad absoluta ϵ en tubos comerciales

Materiales	ϵ , cm. (1/1000)	
<i>Tubos lisos</i>		
De vidrio, cobre, latón, madera (bien cepillada), acero nuevo soldado y con una mano interior de pintura; tubos de acero de precisión sin costura, serpentines industriales, plástico, hule	0.0015	
Tubos industriales de latón	0.025	
Tubos de madera	0.2	a 1
Hierro forjado	0.05	
Hierro fundido nuevo	0.25	
Hierro fundido, con protección interior de asfalto	0.12	
Hierro fundido oxidado	1	a 1.5
Hierro fundido con incrustaciones	1.5	a 3
Hierro fundido, centrifugado	0.05	
Hierro fundido nuevo, con bridas o juntas de macho y campana	0.15	a 0.3
Hierro fundido usado, con bridas o juntas de macho y campana	2	a 3.5
Hierro fundido para agua potable, con bastantes incrustaciones y diámetro de 50 a 125 mm	1	a 40
Hierro galvanizado	0.15	
Acero rolado, nuevo	0.05	
Acero laminado, nuevo	0.04	a 0.1
Acero laminado con protección interior de asfalto	0.05	
<i>Tubos de acero soldado de calidad normal</i>		
Nuevo	0.05	a 0.10
Limpio después de mucho uso	0.15	a 0.20
Moderadamente oxidado, con pocas incrustaciones	0.4	
Con muchas incrustaciones	3	
Con remaches transversales, en buen estado	0.1	
Con costura longitudinal y una línea transversal de remaches en cada junta, o bien laqueado internamente	0.3	a 0.4
Con líneas transversales de remaches, sencilla o doble; o tubos remachados con doble línea longitudinal de remaches e hilera transversal sencilla, sin incrustaciones	0.6	a 0.7
Acero soldado con una hilera transversal sencilla de remaches en cada junta, o con hilera interior, sin oxidaciones, con circulación de agua turbia	1	

resistencia al fuego en tubos a presión

Tabla 21. Continúa

Material	Resistencia	
Acero soldado con doble hilera transversal de pernos en la tibia, remaches con doble costura longitudinal de remaches y transversal sencilla, interior esmalado o pintado	1.2	a 1.3
Acero soldado con costura doble de remaches transversales, muy oxidado. Acero remachado, de cuatro a seis filas longitudinales de remaches, con mucho tiempo de servicio	2	
<i>Tubos remachados, con 1 fila longitudinal y transversales</i>		
a) Espesor de lamina < 5 mm	0.65	
b) Espesor de lamina de 5 a 12 mm	1.95	
c) Espesor de lamina > 12 mm, o entre 6 y 12 mm, si las hileras de pernos tienen cubrejuntas	3	
d) Espesor de lamina > 12 mm con cubrejuntas	5.5	
Tubos remachados, con cuatro filas transversales y seis longitudinales con cubrejuntas interiores	4	
Asbesto-cemento nuevo	0.025	
Asbesto-cemento, con protección interior de asfalto	0.0015	
Concreto centrifugado, nuevo	0.16	
Concreto centrifugado, con protección bituminosa	0.0015 a 0.125	
Concreto en galerías, colado con cimbra normal de madera	1	a 2
Concreto en galerías, colado con cimbra rugosa de madera	10	
Concreto armado en tubos y galerías, con acabado interior cuidadosamente terminado a mano	0.01	
Concreto de acabado liso	0.025	
Conductos de concreto armado, con acabado liso y varios años de servicio	0.2	a 0.3
Concreto alisado internamente con cemento	0.25	
Galerías con acabado interior de cemento	1.5	a 1.6
Concreto con acabado normal	1	a 3
Concreto con acabado rugoso	10	
Cemento liso	0.3	a 0.8
Cemento no pulido	1	a 2
Concreto presforzado Frevssinet	0.04	
Concreto presforzado Bona y Socoman	0.25	
Mampostería de piedra, bien juntada	1.2	a 2.5
Mampostería de piedra rugosa, sin juntar	8	a 15
Mampostería de piedra, mal acabada	1.5	a 3

resistencia al flujo en tuberías a presión

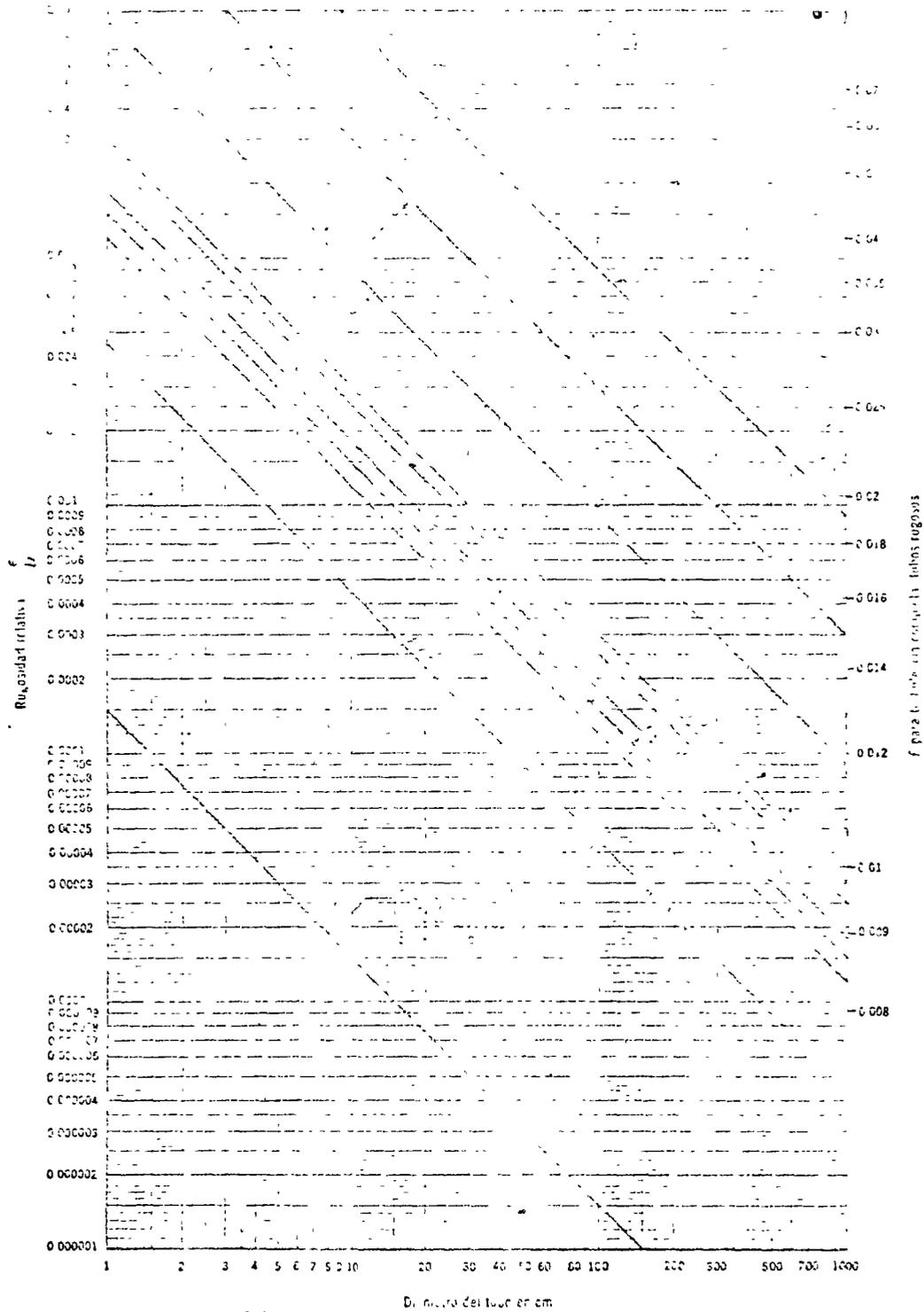


Figura 2.7 Rugosidad relativa para tubos nuevos limpios.

La precisión en el uso del diagrama universal de Moody depende de la selección de ϵ , según el material de que está construido el tubo. En la tabla 2.1 se presentan los valores de ϵ para tubos comerciales y, en la fig. 2.7, los valores de la rugosidad relativa ϵ/D para los materiales más comunes.

2.8 Fórmulas empíricas de fricción

Antes de que se conocieran las fórmulas de tipo logarítmico, las únicas disponibles para el diseño eran las de tipo exponencial, puramente empíricas, cuyo solo mérito estriba en su sencillez. Sin embargo, fueron y siguen siendo usadas. Para tubos que transportan agua, dichas ecuaciones toman la expresión general :

$$V = a D^x S_f^y \quad (2.11 a)$$

o bien, con $S_f = h_f/L$ (pendiente de fricción):

$$h_f = \left(\frac{V}{a D^x} \right)^{1/y} L = \left[\frac{4 Q}{\pi a D^{(x+2)}} \right]^{1/y} L \quad (2.11 b)$$

donde el coeficiente a y los exponentes x , y son empíricos. La expresión no es adimensional, por lo que se debe tener cuidado en la conversión de unidades.

Es conveniente investigar la relación entre el factor de fricción f y los términos anteriores. Para ello, si se iguala la ecuación (2.10 a) de Darcy-Weisbach con la (2.11 b) y se despeja a f resulta :

$$f = 2g \frac{D^{(1-x/y)}}{a^{1/y} V^{(2-1/y)}} \quad (2.12)$$

Dado que a normalmente varía con la rugosidad y la viscosidad, tiene por ello las mismas características que f .

Cuando las fórmulas exponenciales se representan gráficamente en el diagrama estándar $f - Re$, aparecen como líneas rectas con diferentes pendientes. Debido a que la verdadera forma de la ecuación del factor de fricción es del tipo logarítmico, de concavidad hacia arriba (excepto en tubos rugosos en la zona turbulenta), la fórmula exponencial es aproximadamente válida únicamente en un intervalo limitado. En sus extremos, la línea recta queda debajo de la curva, con la que resulta una subestimación de la pérdida por fricción; por lo tanto, es importante tener cuidado con el intervalo en el cual se puede aplicar cada fórmula exponencial, dado que cualquier intento de extrapolación puede conducir a serios errores. Normalmente, la desviación máxima no excede de un 3 %, lo cual está dentro de los límites de seguridad en la estimación de -

TABLA 2.2. Resumen de las fórmulas para el cálculo de pérdidas por fricción, aplicables al flujo de agua en conductos a presión. Las unidades se expresan en sistema MKS

Tipo de tubería y flujo	Autor	Fórmula	Observaciones
Cualquier tipo de tubo y flujo	Darcy Weisbach	$h_f = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g}$	Es la Ec. (8.2) y es de tipo universal, f se obtiene del diagrama universal de Moody o de alguna de las fórmulas indicadas a continuación
Tubos lisos o rugosos en la zona laminar.	Poiseuille	$f = \frac{64}{R_e}$	Es la Ec. (8.3) y se aplica a la fórmula de Darcy Weisbach y vale para $R_e \leq 2300$
Tubos lisos en la zona de transición o turbulenta	Blasius	$f = \frac{0.3164}{R_e^{0.25}}$	Es la Ec. (8.4) y se aplica a la fórmula de Darcy Weisbach. Vale para tubos de aluminio, latón, cobre, plomo, plástico, vidrio y asbesto-cemento para $R_e > 10$
	Nikuradse	$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2 \log \left(\frac{R_e \sqrt{f}}{2.51} \right)$	Es la Ec. (8.5b) y se aplica a la fórmula de Darcy Weisbach. Vale para $2.3 \times 10^3 \leq R_e \leq 3.1 \times 10^6$
	Kozeny (Ref. 9)	$f = \frac{2g}{(7.78 \log R_e - 5.95)^2}$	Se aplica a la fórmula de Darcy Weisbach y vale para tubos de asbesto-cemento y para $R_e > 4000$
	Richter (Ref. 43)	$f = 0.01113 + 0.917/R_e^{0.41}$	Se aplica a la fórmula de Darcy Weisbach y vale para tubos de hule y para $R_e > 4000$
	Ludm (Ref. 42)	$V = 140 R_e^{0.615} S_f^{5.0}$	Equivalente a usar la Ec. (8.9b) con $a = 57.37$, $x = 0.615$, y $z = 5.0$. Vale para tubos de asbesto-cemento. En esta fórmula R_e es el radio hidráulico del tubo

fórmulas empíricas de fricción

TABLA 2.2 (Continuación)

Tubos rugosos en la zona de transición o turbulenta.	Colebrook-White	$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left(\frac{\epsilon/D}{3.71} + \frac{2.51}{Re \sqrt{f}} \right)$	Es la Ec. (87) y vale para tubos lisos o rugosos en la zona de transición o turbulenta y con $Re > 4000$. Se aplica a la fórmula de Darcy-Weisbach.
	Hazen-Williams (Ref. 44)	$V = 0.355 C_H D^{0.63} S_f^{0.54}$	Equivale a usar la Ec. (89a) con $a = 0.355 C_H$; $\alpha = 0.63$, $\beta = 0.54$. Es la fórmula más común para tubos nuevos. C_H depende del material del tubo de acuerdo con la tabla 84.
Tubos rugosos en la zona turbulenta.	Nikuradse	$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2 \log \frac{3.71 D}{\epsilon}$	Es la Ec. (86b) y se aplica a la fórmula de Darcy-Weisbach.
	Kozeny (Ref. 9)	$f = \frac{2g}{(8.86 \log D + N)^2}$	Se aplica a la fórmula de Darcy-Weisbach. N depende del material en la tubería según la tabla 84.
	Chezy	$V = C \sqrt{R_h S_f}$	Es la fórmula general para este tipo de tubos y se obtiene de la fórmula de Darcy-Weisbach haciendo $D = 4 R_h$ y se debe a usar la Ec. (89a) con $a = 0.5 C$; $\alpha = \beta = 0$. C es un coeficiente que se obtiene de las fórmulas de Bazin, Kutter o Manning.
	Bazin (Ref. 31)	$C = \frac{87}{1 + \Delta/\sqrt{R_h}}$	Se aplica a la fórmula de Chezy, donde Δ depende del material de que está construido el tubo de acuerdo con la tabla 84.
	Kutter (Ref. 45)	$C = \frac{100 \sqrt{R_h}}{m + \sqrt{R_h}}$	Se aplica a la fórmula de Chezy, donde m depende del material de que está construido el tubo de acuerdo con la tabla 84.
	Manning (Ref. 42)	$V = \frac{1}{n} R_h^{2/3} S_f^{1/2}$	Resulta de la fórmula de Chezy al considerar que $C = 1.49/n$. Equivale a usar la Ec. (89a) con $a = 0.7/n$; $\alpha = 2/3$; $\beta = 1/2$. n depende del material de que está construido el tubo de acuerdo con la tabla 84.

TABLA 2.2 (Continuación)

84

TABLE 2.3 Valores de C_H , Δ , m , n y N aplicables a las fórmulas de la tabla 2.2 de acuerdo con el material de que está construido el tubo

Material	C_H	Δ	m	n	N
Acero corrugado	60	--	--	--	--
Acero con juntas <i>lock-bar</i> (nuevo).	135	--	--	--	--
Acero pulvenciado (nuevo y usado)	125	--	--	0.013	--
Acero remachado (nuevo)	110	--	--	0.015 a 0.016	31
Acero remachado (usado)	85	--	--	--	28 a 26
Acero soldado o con remache avellanado y embutido (nuevo)	120	--	--	0.012 a 0.013	31
Acero soldado o con remache avellanado y embutido (usado)	90	--	--	--	31 a 27
Acero sin costura (nuevo).	--	0.10	0.25	--	38
Acero sin costura (usado)	--	--	0.35	--	36
Acero soldado, con revestimiento especial (nuevo y usado)	130	--	--	--	--
Hierro fundido limpio (nuevo)	130	0.16	0.25	0.013	35
Hierro fundido, sin incrustaciones (usado)	110	0.25	0.275	--	--
Hierro fundido, con incrustaciones (viejo).	90	0.30	0.35	--	36
Plástico	150	--	--	--	--
Asbestocemento (nuevo).	135	0.06	--	--	--
Cobre y latón	130	--	--	--	--
Concretos con acabado interior de cemento pulido	100	--	0.10	--	--
Concreto, acabado liso	130	--	0.20	--	38
Concreto, acabado común	120	0.13	--	--	--
Concreto monolítico, colado con embras deslizantes ($D > 1.25$ m).	--	--	--	0.010 a 0.011	--
Concreto monolítico bien cimbrado y pulido ($D > 1.25$ m).	--	--	--	0.011 a 0.0123	--
Concreto monolítico bien cimbrado y sin pulir ($D > 1.25$ m)	--	--	--	0.014 a 0.015	--
Concreto con acabado tosco ($D > 1.25$ m)	--	--	--	0.013 a 0.017	27 a 26
Concreto con juntas de macho y campana ($D > 0.8$ m)	--	--	--	0.010 a 0.012	--
Concreto con juntas toscas ($D > 0.5$ m).	--	--	--	0.0125 a 0.014	30
Concreto con juntas toscas ($D < 0.5$ m).	--	--	--	0.014 a 0.017	--
Conduitos para alcantarillado	--	--	--	--	28
Tubos de barro vitrificado (drenes).	110	--	--	0.011	34
Túneles perforados en roca sin revestimiento.	--	--	--	0.025 a 0.040	--
Madera compuesta en ductos.	120	--	0.10	0.0105 a 0.012	--

Formulas empiricas de fricción

la rugosidad. En la tabla 2.2 se presenta un resumen de las principales fórmulas experimentales para el cálculo de la pérdida por fricción en tuberías.

2.9 Pérdidas locales

2.9.1 Fórmula general

Las tuberías de conducción que se utilizan en la práctica están compuestas, generalmente, por tramos rectos y curvos para ajustarse a los accidentes topográficos del terreno, así como a los cambios que se presentan en la geometría de la sección y de los distintos dispositivos para el control de las descargas (válvulas y compuertas). Estos cambios originan pérdidas de energía, distintas a las de fricción, localizadas en el sitio mismo del cambio de geometría o de la alteración del flujo. Tal tipo de pérdida se conoce como pérdida local. Su magnitud se expresa como una fracción de la carga de velocidad, inmediatamente aguas abajo del sitio donde se produjo la pérdida; la fórmula general de pérdida local es:

$$h = K \frac{V^2}{2g} \quad (2.13)$$

donde

h	pérdida de energía, en m;
K	coeficiente sin dimensiones que depende del tipo de pérdida que se trate, del número de Reynolds y de la rugosidad del tubo;
$V^2/2g$	la carga de velocidad, aguas abajo, de la zona de alteración del flujo (salvo aclaración en contrario) en m.

En los siguientes incisos se presentan los valores del coeficiente K, de acuerdo con el tipo de perturbación.

2.9.2 Pérdida por entrada

A la entrada de las tuberías se produce una pérdida por el efecto de contracción que sufre la vena líquida y la formación de zonas de separación; el coeficiente K depende, principalmente, de la brusquedad con que se efectúa la contracción del chorro. En la fig. 2.8 se muestran algunos valores de las mismas.

2.9.3 Pérdida por ampliación

Esta se origina al producirse una ampliación de la sección transversal del tubo. El coeficiente K depende de la brusquedad de la ampliación y para encontrarlo se usa la fórmula de Borda-Carnot:



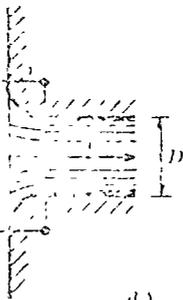
a) $K = 0.5$



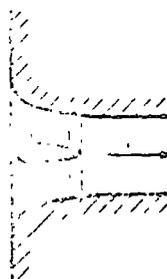
b) $K = 0.5 + 0.1 \cos \alpha - 0.2 \cos 2\alpha$



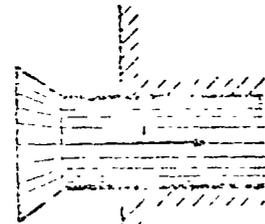
c) $K = 0.17 + 0.25$



d)

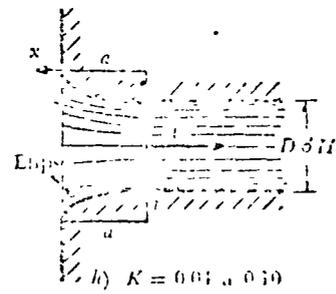
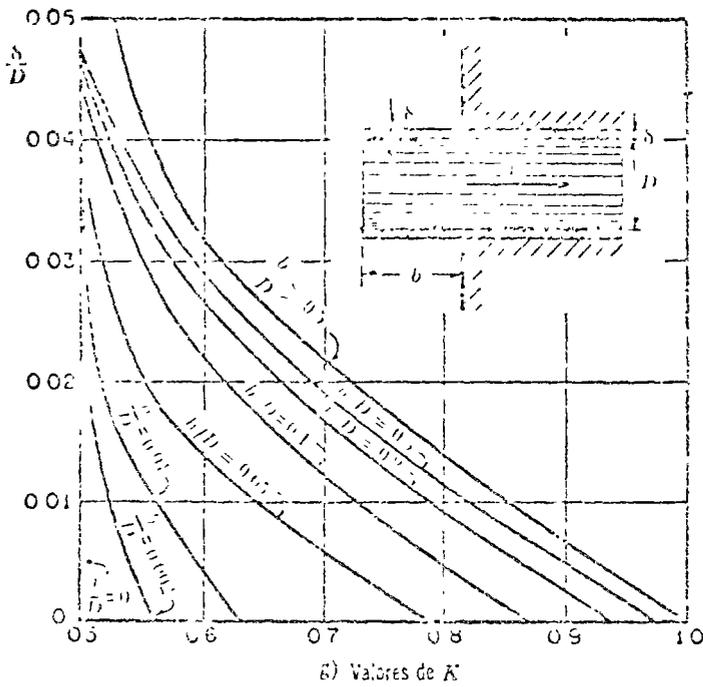


e) $K = 0.66 \text{ a } 0.10$

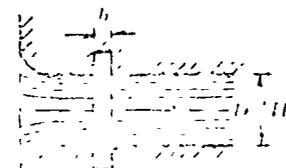


f) $K = 0.5$

r/D	0,004	0,008	0,012	0,016	>0,2
K	0,026	0,25	0,09	0,36	>0,03



h) $K = 0.01 \text{ a } 0.10$
para todo en D, b, H
de $0.07 \text{ a } 0.2$ para
todo rectangular.



i) Con todo en D, b, H por ecuación
 $K = 0.01 \text{ a } 0.10$
con $D > 1.5 \text{ a } H > 0.2$
y $b > 2.5 \text{ a } 5$
De lo contrario, $K \approx 0$

Figura 2.8. Coeficientes de pérdida —por entrada— para diferentes formas.

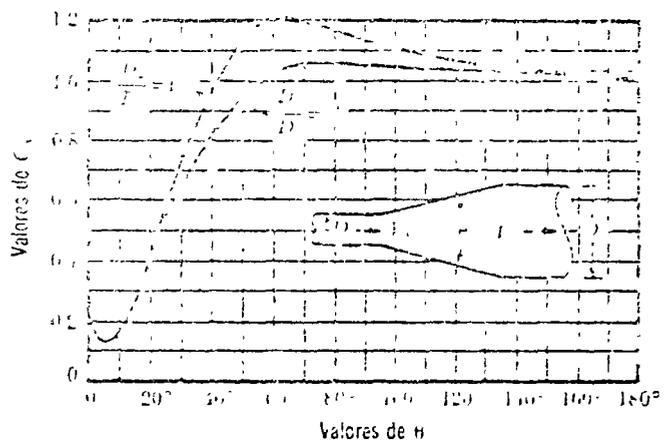


Figura 2.9. Coeficientes de pérdida para ampliaciones graduales.

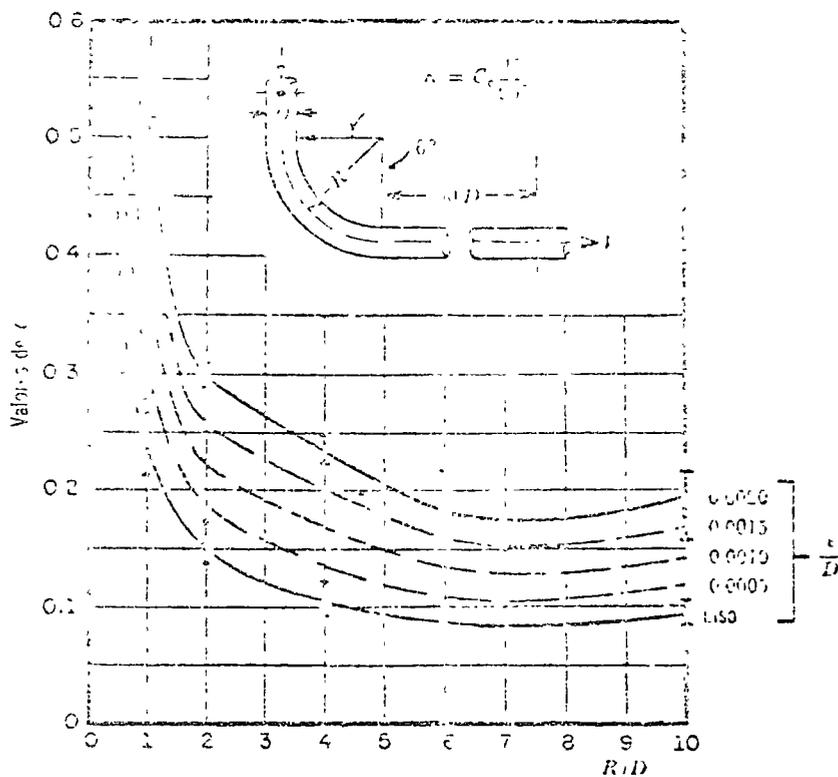


Figura .12a. Coeficientes C_c para curvas de diámetro constante y $R_e > 2.2 \cdot 10^5$, en tubos rugosos

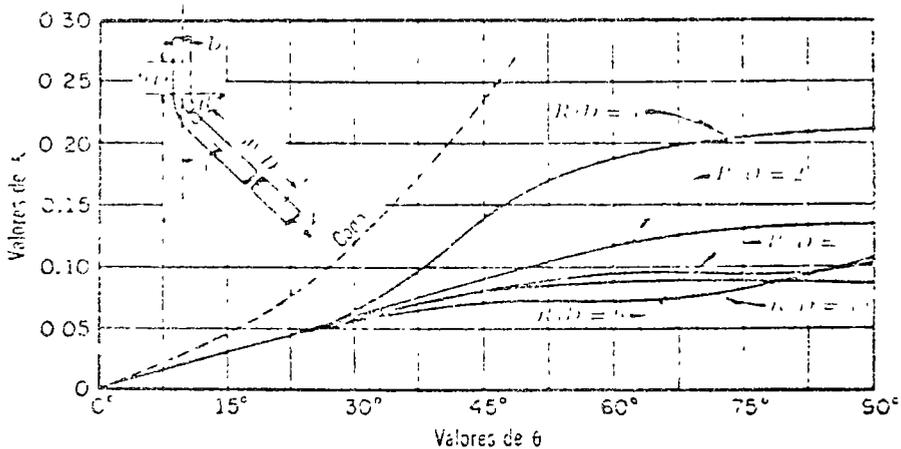


Figura .12b. Coeficientes de pérdida en curvas de diámetro constante con superficie lisa y número de Reynolds de 2.25×10^5 .

$$K = C_d \left(\frac{A_2}{A_1} - 1 \right)^2 \quad (2.14)$$

donde C_d depende del ángulo θ del difusor, como se muestra en la fig. 2.9, la cual incluye los resultados de Gibson. Para ampliaciones bruscas se usa la misma fórmula con $C_d = 1$.

La pérdida mínima de energía se obtiene para ángulos de difusión $\theta = 2^\circ$; para $\theta \geq 50^\circ$ una ampliación brusca es tan confiable como la gradual.

2.9.4 Pérdida por reducción

En este caso se produce un fenómeno de contracción semejante al de entrada a la tubería, el cual también conviene que sea gradual. Si bien en este caso la pérdida es inferior a la de la ampliación, dependiendo de la brusquedad con que se efectúa la contracción, el coeficiente de pérdida está su-
peditado al ángulo θ al cual esta se produzca, de acuerdo con la tabla 2.4 - de Kisieliev.

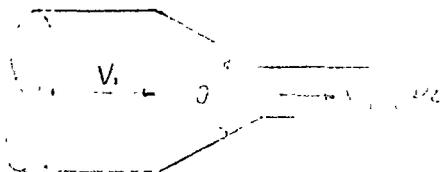


Fig. 2.10 Reducción gradual

TABLA 2.4 Coeficiente de pérdida por reducción gradual de ángulo θ , según Kisieliev.

θ	4 a 5°	7°	10°	15°	20°	25°	30°	35°	40°	45°	60°	75°	80°
K	0.060												
	0.005	0.16	0.16	0.18	0.20	0.22	0.24	0.26	0.28	0.30	0.32	0.34	0.35

Si la contracción es brusca se usan los coeficientes de Weibach, mostrados en la fig. 2.11, en la que aparece también la curva de Kiselev, la cual pretende dar los valores medios de todos los autores que han estudiado el problema. En el caso de tubos de pequeño diámetro, un cople reductor tiene un coeficiente de pérdida K que varía de 0.05 a 2; y para un cople que una dos tubos del mismo diámetro, K varía de 0.35 a 0.9 para diámetros variando de 100 mm a 25 mm, respectivamente.

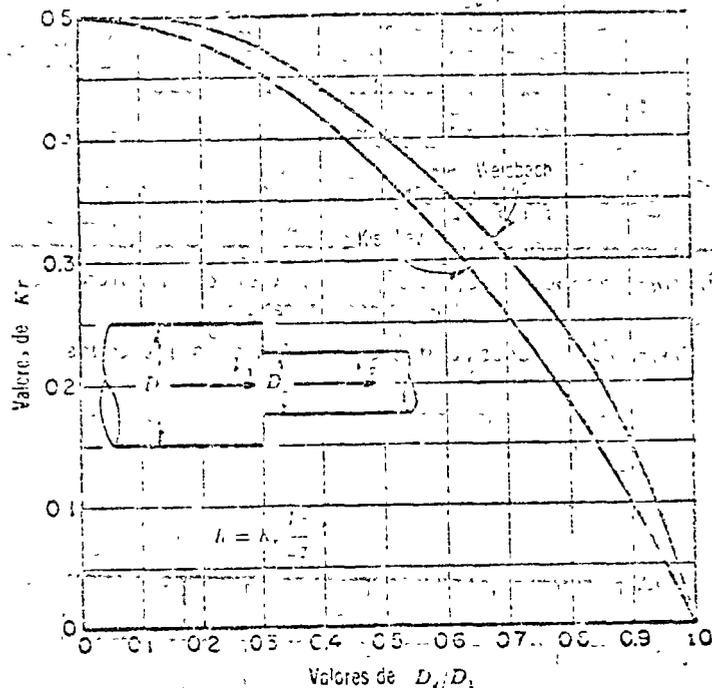
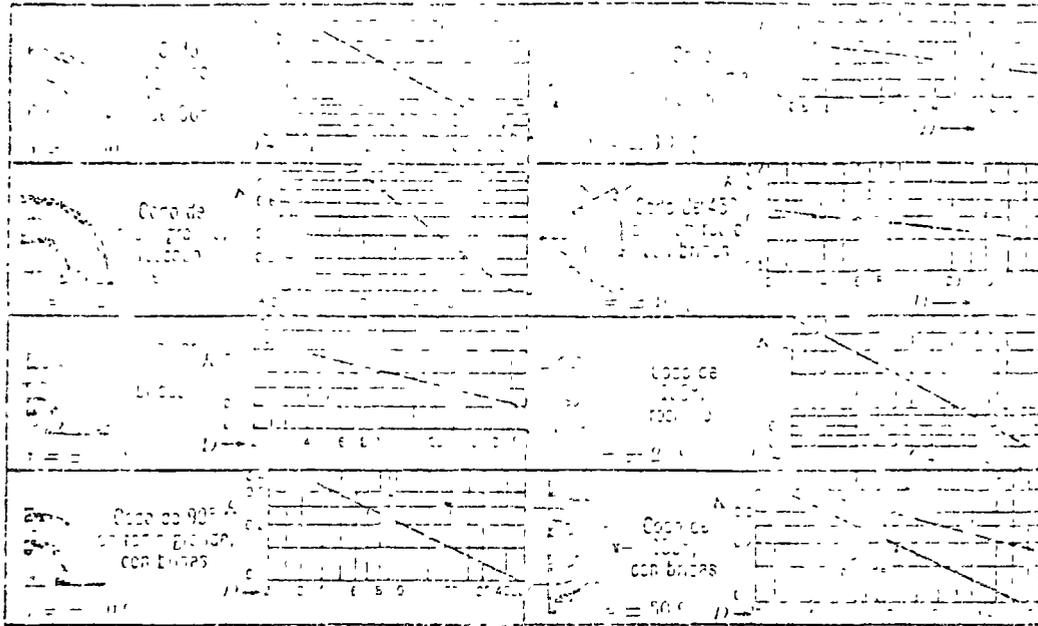


Figura 2.11. Pérdida de energía en una contracción brusca.

2.9.5 Pérdida por cambio de dirección

Si se visualiza el flujo en un cambio de dirección, se observa que los filetes tienden a conservar su movimiento rectilíneo en razón de su inercia. Esto modifica la distribución de velocidades y produce zonas de separación en el lado interior y aumentos de presión en el exterior, con un movimiento espiral que persiste en una distancia de 50 veces el diámetro. Si el cambio de dirección es gradual con una curva circular de radio medio R y rugosidad absoluta ϵ , para obtener el coeficiente de pérdida K se usa la gráfica de Hoffman (fig. 2.12 a) que, además, toma en cuenta la fricción en la curva, donde:

$$K = C_c \frac{v^2}{90^\circ} \quad (2.15)$$



Nota: El diámetro D corresponde al nominal y se mide en centímetros, s es el ángulo de inclinación de variación para K .

Figura 2.13 Coeficientes de pérdida para los rodos

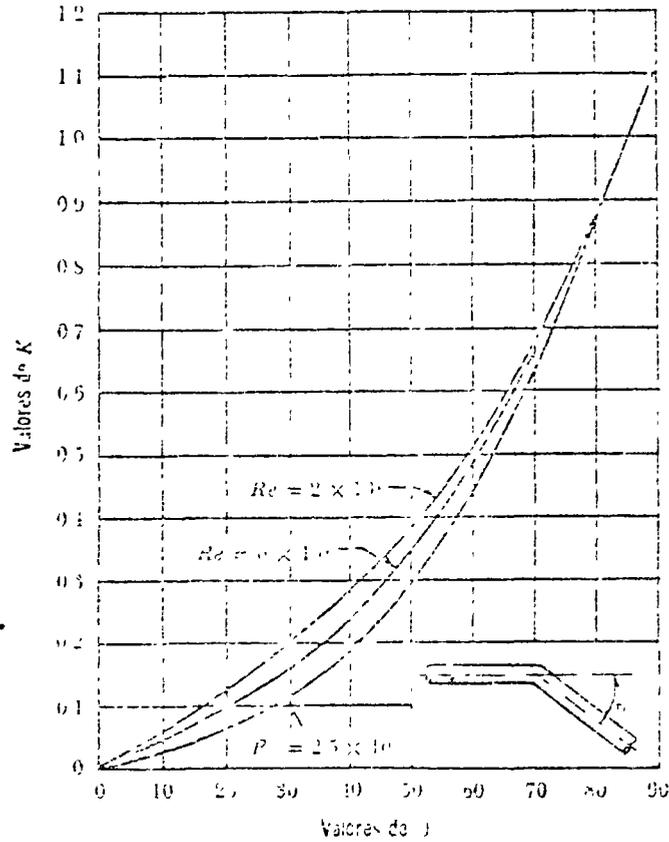
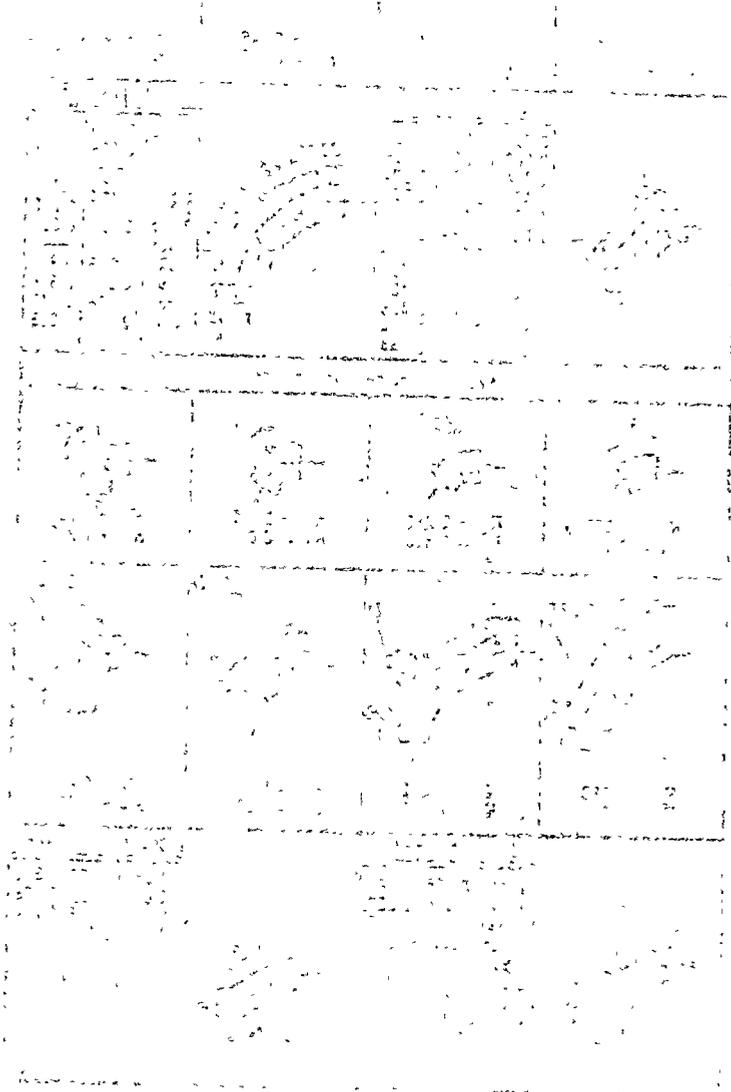


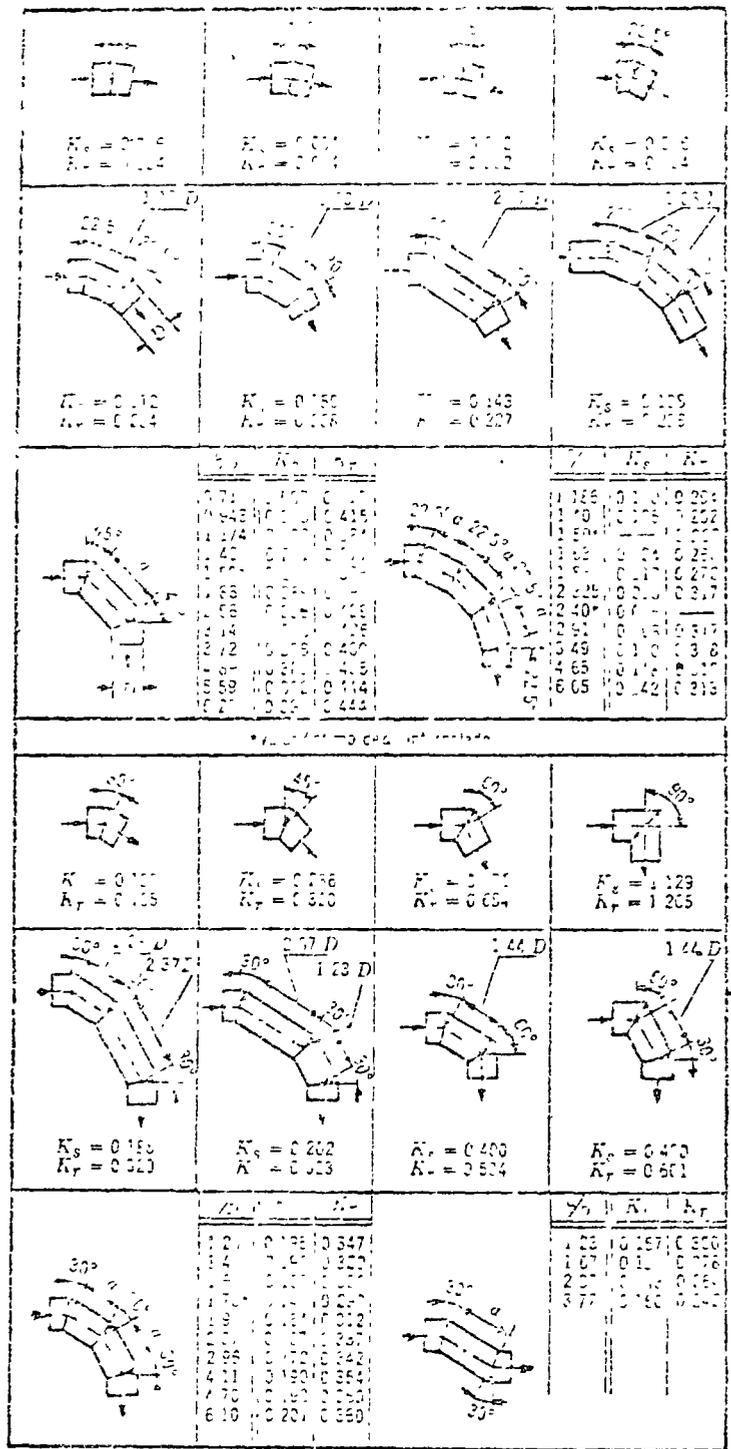
Figura 2.14. Coeficiente de pérdida por codo, K .

Si el tubo es liso se usa la gráfica (de la fig. 2.12 b de Wasieliewski).

Los coeficientes de las figs. 2.12 a y b, son válidos para curvas en tubos de gran diámetro. Si se trata de curvas en tubos de menor diámetro, se usan los resultados de la fig. 2.13 (Ref. 47) de acuerdo con el diámetro nominal del tubo.

Si el cambio de dirección es brusco, el coeficiente de pérdida depende del número de Reynolds —como se muestra en la fig. 2.14; de Kirchbach y Schubart, para diferentes ángulos. Si el cambio de dirección es a base de pequeños tramos rectos, los coeficientes de pérdida se obtienen de la fig. 2.15 que contiene los resultados, de diferentes investigadores, para tubos lisos y rugosos.





K_s = Coeficiente de pérdida para una superficie curva, $\frac{L}{D} = 0.0322$
 K_r = Coeficiente de pérdida para una superficie radial, $\frac{L}{D} = 0.0322$

Figura 2.15. Coeficiente de pérdida para curvas compuestas y número de Reynolds de 2.25×10^5 .

que contiene los resultados de los ensayos de los investigadores, para los usos y registros.

2.9.6 Pérdida por válvulas

Los coeficientes de pérdida por válvulas varían de acuerdo con el tipo de válvula.

TABLA 2.5 Coeficientes de pérdida para válvulas de compuerta de acero o $P = 50$ mm

e	K	A/A_1
1/8	0.67	0.925
2/8	0.20	0.990
3/8	0.81	0.74
4/8	2.00	0.60
5/8	5.52	0.46
6/8	17	0.35
7/8	97.8	0.150
31/32	150	--

Para válvulas de compuerta (Fig 2.15), los coeficientes de pérdida así como la relación del área abierta al área total del

TABLA 2.7 Coeficientes de pérdida para válvulas esféricas

θ°	K	A/A_1
5	0.05	0.925
10	0.29	0.85
15	0.75	0.772
20	1.50	0.692
25	3.10	0.615
30	5.17	0.535
35	9.68	0.458
40	17.3	0.385
45	31.2	0.315
50	52.6	0.25
55	100	0.19
60	200	0.15
65	426	0.09
62	∞	0

Si la válvula de compuerta es de diámetro inferior o mayor de 50 mm, la tabla 2.6 sirve para seleccionar el coeficiente K de pérdida, de acuerdo

Los coeficientes de pérdida para válvulas esféricas (Fig 2.17), de acuerdo al ángulo de abertura θ , como se indica en la tabla 2.7.

Para válvulas de manguito o de tarjeta (Fig 2.18) K se obtiene de la tabla 2.8.

Si la válvula de manguito está completamente abierta el coeficiente de pérdida se obtiene de la siguiente fórmula:

$$K = 0.5 \frac{e}{D} \quad \text{espesor de la hoja} \quad (2.16)$$

Cuando se utiliza una compuerta en un tubo de gran diámetro, el coeficiente de pérdida K puede ser de 0.25 a 0.50, dependiendo de la velocidad de flujo y de la forma de la compuerta.

Los coeficientes de pérdida para válvulas de compuerta de acero de 50 mm de diámetro se dan en la tabla 2.5.

D mm	25	100	150	200	300
Válvulas de e	0.95	—	—	850	100
0.9	—	—	2.5	1.5	—
0.8	—	—	47	35	28
0.75	32	15	—	—	—
0.7	—	—	41	12	—
0	—	—	7	5.5	—
0.5	4.1	2.5	3.3	2.7	—
0.4	—	—	—	—	—
0.3	—	—	—	—	—
0.25	0.23	0.14	—	—	—
0.2	—	—	0.5	0.29	—
0	0.23	0.14	—	—	—

conducto varía de acuerdo con la tabla 2.5 para $D = 50$ mm.

TABLA 2.8 Coeficientes de pérdida para válvulas de lenteja

θ°	K	A/A_1
5	0.2	0.913
10	0.52	0.82
15	0.90	0.74
20	1.4	0.65
25	2.14	0.57
30	3.91	0.50
35	5.20	0.420
40	11.8	0.357
45	18.7	0.29
50	32.1	0.234
55	55.8	0.18
60	118	0.124
65	200	0.084
70	700	0.05
90	∞	0

Cuando se utiliza una compuerta en un tubo (Fig 2.19) en la corriente de descarga

TABLA 2.9 Coeficientes de pérdida para compuertas triples en un tubo

θ en $^\circ$	K	A/A_1
0.10	0.67	120
0.2	0.15	50.0
0.3	0.24	10.0
0.4	0.34	6.00
0.5	0.47	3.00
0.6	0.51	1.75
0.7	0.65	0.75
0.8	0.77	0.50
0.9	0.91	0.25
0.95	0.91	0.01
1.00	1.00	0.00

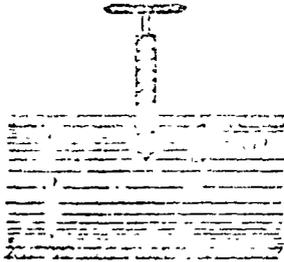


Figura 2.16 Válvula de compuerta

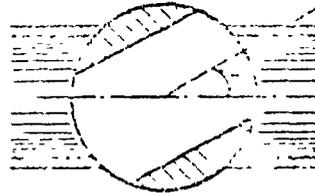


Figura 2.17 Válvula esférica

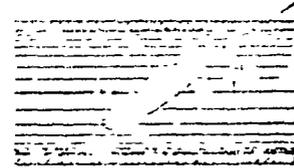


Figura 2.18 Válvula de lenteja

en una conducción a presión, el coeficiente de pérdida, según Abetjew (Ref. 7), depende de ϕ o ϕ_0 , o bien de b/w , de acuerdo con la tabla 2.9.

de la relación de abertura b/w , sino también de la forma del lado inferior de la compuerta (Fig. 2.20). El coeficiente de pérdida se obtiene de la tabla 2.10

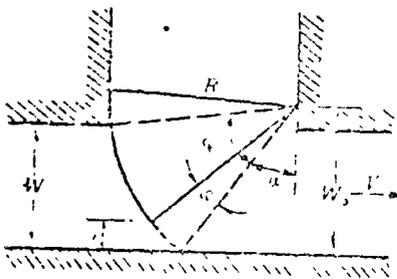
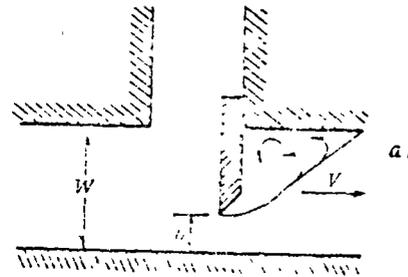


Figura 2.19 Compuerta radial en una tubería.



Si se utilizan compuertas deslizantes, como la mostrada en la Fig. 2.20, el coeficiente de pérdida depende no solo

TABLA 2.10 Coeficientes de pérdida para compuertas deslizantes en una tubería.

b/w	K canto afilado	K canto redondo
0.1	186.5	—
0.2	44.1	23.2
0.3	17.8	10.8
0.4	8.63	4.95
0.5	4.57	2.7
0.6	2.41	1.40
0.7	1.31	0.80
0.8	0.68	0.58
0.9	0.28	0.30
1	0.3	0.25

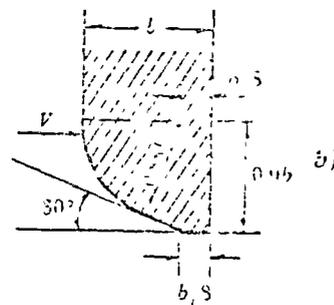


Figura 2.20 Compuertas deslizantes en una tubería.

Para válvulas de pie (Fig. 2.21) con parcha, completamente abierta, el coeficiente de pérdida depende del diámetro (relación d/D), como se indica en la tabla 2.11

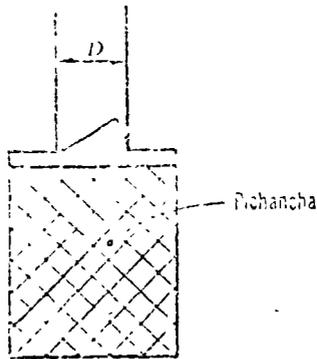


Figura 2.21 Válvula de pie con pichancha abierta.

TABLA 2.16. Coeficientes de pérdida para válvulas de pie con pichancha abierta

D_1 en m	K	D_2 en m	K
0.040	12.9	0.20	5.2
0.050	10.0	0.25	4.4
0.075	8.8	0.30	3.7
0.080	8.0	0.35	3.4
0.100	7.0	0.40	3.1
0.125	6.5	0.45	2.8
0.150	6.0	0.50	2.5

Para calcular la pérdida, exclusivamente, en la pichancha, el coeficiente vale:

$$K = (0.675 \text{ a } 1.575) \left(\frac{A}{A_c} \right)^2 \quad (2.17)$$

donde

A área del tubo;

A_c área neta (únicamente las perforaciones de la pichancha).

Para una válvula *check* o de retención (Fig. 2.22), completamente abierta, el coeficiente de pérdida depende del diámetro como se indica en la tabla 2.12.

TABLA 2.12. Coeficientes de pérdida para válvulas de retención completamente abiertas

D en m	K
0.05	18
0.075	11
0.10	8
0.15	6.5
0.2	5.5
0.25	4.5
0.3	3.5
0.35	3
0.4	2.5
0.5	0.8

Si la válvula de retención está, parcialmente, abierta entonces K es como se indica en la tabla 2.13.

TABLA 2.13. Coeficientes de pérdida para válvulas de retención parcialmente abiertas

δ°	K
15	90
20	62
25	42
30	30
35	20
40	14
45	9.5
50	6.6
55	4.6
60	3.2
65	2.3
70	1.7

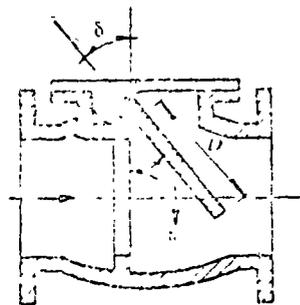


Figura 2.22. Válvula de retención.

2.9.7. Pérdida por salida
 Para pérdida valve:

$$h_s = K \left(\frac{V_2 - V_1}{2g} \right)^2 \quad (2.20)$$

donde K se obtiene de la tabla 2.14 (Luz-
 rosca-7) (Fig. 2.26).

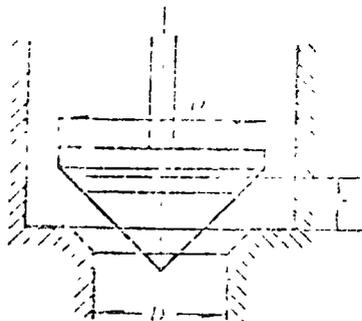


Figura 2.23 Válvula de alivio de forma cónica

Para válvulas de alivio (Fig. 2.23) resulta conveniente emplear la fórmula (2.18) siguiente:

$$K = 2.6 - 0.8 \frac{D}{z} + 0.1 + \left(\frac{D}{z} \right)^2 \quad (2.18)$$

Si la válvula es semejante a la de la figura 2.24 (Luzrosca-7), entonces resulta que:

$$K = 0.6 + 0.15 \left(\frac{D}{z} \right)^2 \quad (2.19)$$

Para válvulas de permeación de retro totalmente abiertas, se debe usar los coeficientes de pérdida indicados en la figura 2.25.

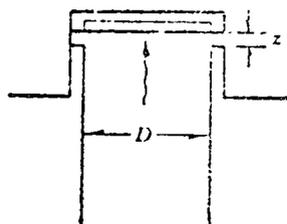


Figura 2.24 Válvula de alivio plena.

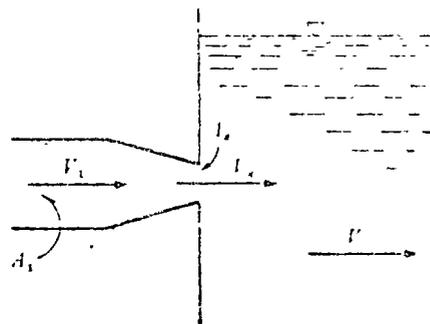


Figura 2.25 Pérdida por salida

TABLA 2.14. Coeficientes de pérdida por salida

$\frac{A_2}{A_1}$	K
0.1	0.83
0.2	0.84
0.3	0.85
0.4	0.87
0.5	0.88
0.6	0.90
0.7	0.92
0.8	0.94
0.9	0.965
1	1.0

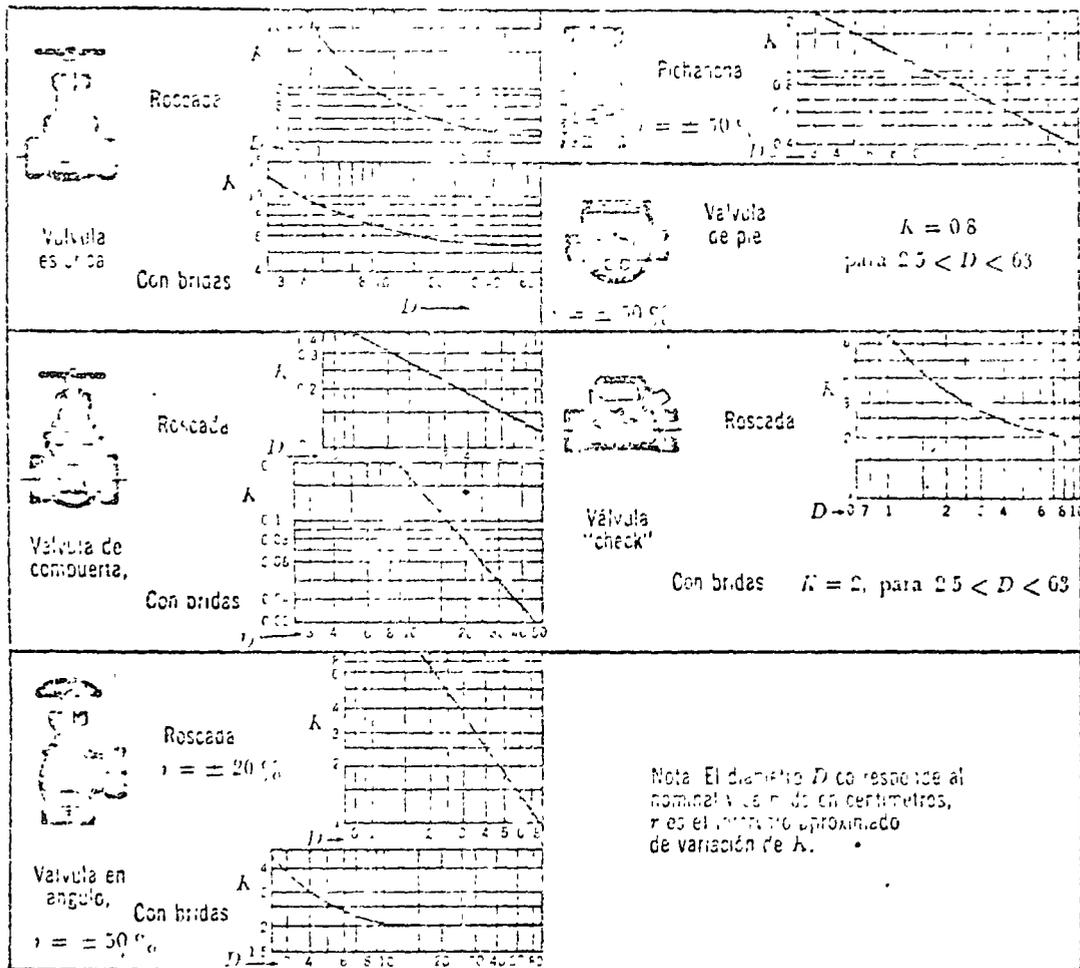


Figura 2.25. Coeficientes de pérdida para valvulas completamente abiertas

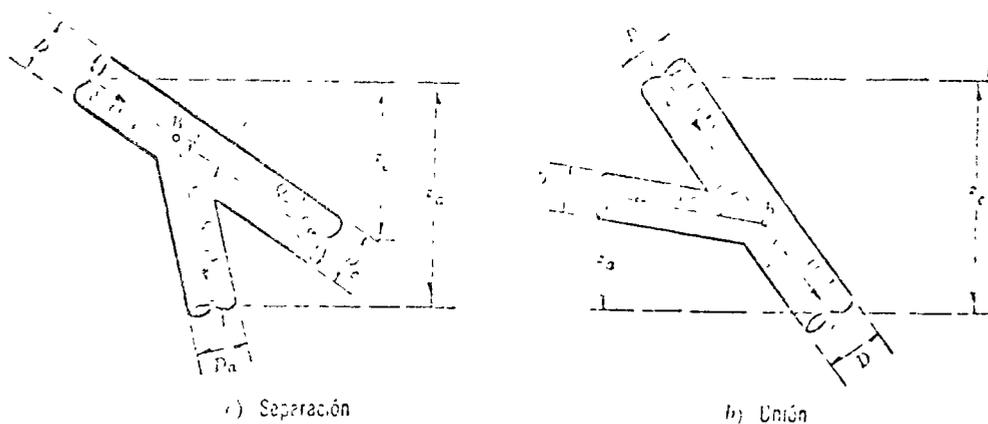


Figura 2.27 Pérdida por bifurcación.

Si la descarga es al medio ambiente, $V_c = 0$ y $h_c = V_c^2/2g$ para $A_c = A_1$.

2.9.8 Pérdidas por bifurcación

La pérdida de energía en una bifurcación de conductos depende — además del ángulo que forman la tubería secundaria con la maestra — de la relación entre los diámetros de ambas tuberías y de la dirección de la corriente. Dicha pérdida es mayor en la unión que en la bifurcación (Figs. 2.27 a y b) y se expresa como un porcentaje de la carga de velocidad, lo que demuestra que el coeficiente K es independiente del número de Reynolds.

Con las designaciones indicadas en la Fig. 2.27a para la separación y con las secciones próximas al punto en que se realiza la bifurcación, la ecuación de la energía entre la corriente principal y la sección C (suponiendo que la pérdida por fricción es pequeña), conduce a:

$$z_c + \frac{p}{\gamma} + \frac{V^2}{2g} = \frac{p_c}{\gamma} + \frac{V_c^2}{2g} + K_c \frac{V^2}{2g}$$

o bien:

$$\frac{p - p_c}{\gamma} + z_c = \frac{V_c^2}{2g} + (K_c - 1) \frac{V^2}{2g}$$

En la misma manera, de la ecuación de la energía, entre la corriente principal y la sección A, tenemos:

$$\frac{p - p_a}{\gamma} + z_a = \frac{V_a^2}{2g} + (K_c - 1) \frac{V^2}{2g}$$

En el caso de la unión, en la Fig. 2.27b las ecuaciones son:

$$\frac{p_c - p}{\gamma} + z_c = (K_c + 1) \frac{V^2}{2g} - \frac{V_c^2}{2g}$$

$$\frac{p_a - p}{\gamma} + z_a = (K_c + 1) \frac{V^2}{2g} - \frac{V_a^2}{2g}$$

además, en ambos casos son válidas las siguientes ecuaciones:

$$V = \frac{4Q}{\pi D^2}, \quad V_c = \frac{4Q_c}{\pi D_c^2}, \quad V_a = \frac{4Q_a}{\pi D_a^2}$$

$$Q = Q_a + Q_c$$

Los coeficientes K y K_c , antes definidos, son dependientes de la relación entre gas-

tos Q_1/Q y entre los ángulos, del ángulo con que se realiza la bifurcación y del grado de redondez de los cantos en los tubos. Para el caso de cantos agudos como los de la Fig. 2.27 y $D = D'$ los autores Vogel, Petermann y Kinn obtuvieron los resultados de la tabla 2.15.

coeficientes de pérdida K_i para bifurcaciones de este tipo sequeño:

En obras hidroeléctricas son de especial interés las bifurcaciones simétricas mostradas en la Fig. 2.29.

Para la bifurcación del tipo 1 (Fig. 2.29a) ($D = \text{constante}$), con una distribución

TABLA 2.15. Coeficientes de pérdida para bifurcaciones en tuberías (cantos agudos)

$\frac{Q_1}{Q}$	Separación				Unión			
	$\theta = 90^\circ$		$\theta = 45^\circ$		$\theta = 90^\circ$		$\theta = 45^\circ$	
	K_1	K_2	K_1	K_2	K_1	K_2	K_1	K_2
0.0	0.95	0.04	0.90	0.04	-1.20	0.04	-0.92	0.04
0.2	0.88	-0.05	0.85	-0.06	-0.90	0.17	-0.58	0.17
0.4	0.82	-0.05	0.80	-0.04	0.08	0.30	0.00	0.19
0.6	0.91	0.07	0.88	0.07	0.47	0.40	0.22	0.09
0.8	1.10	0.21	0.95	0.20	0.72	0.51	0.37	-0.17
1.0	1.23	0.35	0.98	0.33	0.91	0.60	0.37	-0.54

Por otra parte, las relaciones más adecuadas para una separación en tubos con cantos redondeados (redondeo con D_1), son las indicadas en la tabla 2.16 (Ref. 43)

simétrica del gasto ($Q_1/Q = 0.5$), los coeficientes de pérdida definidos en cualquiera de las dos siguientes expresiones:

$$h = K_a \frac{V^2}{2g}; \quad h = K_a' \frac{V_1^2}{2g}, \quad \text{etc.}$$

TABLA 2.16. Coeficientes de pérdida para bifurcaciones en tuberías (cantos redondeados)

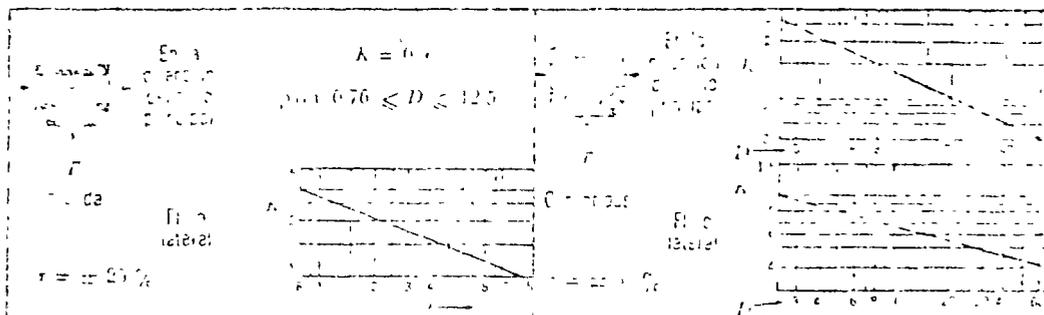
Q_1/Q	θ	D_1/D	V_1/V	K_a
0.3	90°	1	0.3	0.76
	60°	0.61	0.8	0.59
	45°	0.53	0.9	0.35
0.5	90°	1	0.5	0.74
	60°	0.74	0.8	0.51
	45°	0.75	0.9	0.32
0.7	90°	1	0.7	0.53
	60°	1	0.7	0.51
	45°	1	0.7	0.30

se obtienen de la tabla 2.17 en la cual se incluyen también los correspondientes al tipo 2, para diferentes valores de θ (referencia 1).

TABLA 2.17. Coeficientes de pérdida para las bifurcaciones tipos 1 y 2 (Fig. 2.29).

Q_1/D	Tipo 1		θ	Tipo 2	
	K_1	K_2		K_1	K_2
0.50	1.10	4.4	15°	0.1	0.4
0.75	0.60	2.4	30°	0.3	1.2
1.00	0.40	1.0	45°	0.7	2.8
1.25	0.25	1.0	60°	1.0	4.0
2.00	0.20	0.8	90°	1.4	5.6

En la Fig. 2.28 se presentan los coefi-



Nota: El diámetro d se refiere al nominal; se mide en centímetros; r es el intervalo más próximo de d para K .

Figura 2.28 Coeficientes de pérdida en bifurcaciones de diámetro pequeño

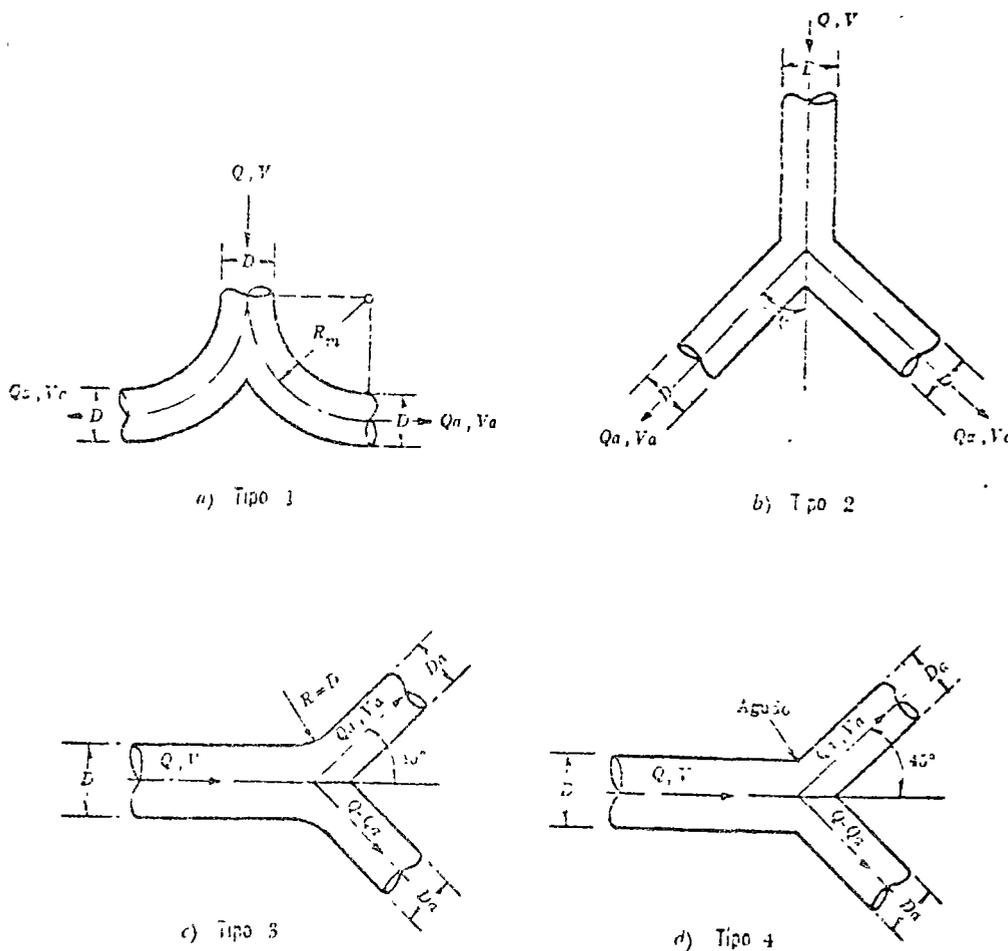


Figura 2.29 Bifurcaciones simétricas.

Por otra parte, para las bifurcaciones de los tipos 3 y 4, los correspondientes coeficientes de pérdida se presentan en la tabla 2.13.

TABLA 2.13 Coeficientes de pérdida para las bifurcaciones tipos 3 y 4 (Fig. 2.29).

Tipo	D_3/D_4	Q_3/Q_4		
		0.5	1.0	
1	1	K_a	0.40	0.50
		K_a'	1.60	0.30
3	0.75	K_a	0.40	0.85
		K_a'	0.40	1.21
1	1	K_c	0.55	0.50
		K_b	2.20	0.50
2	0.707	K_a	0.75	1.35
		K_a'	0.75	0.34



9.3 Conducto sencillo

Es el más sencillo de los sistemas. Consiste de un conducto único alimentado en el extremo, aguas arriba, por un recipiente o una bomba y con descarga libre o a otro recipiente. El conducto puede tener cambios geométricos u obstrucciones que producen pérdidas locales de energía, además de la propia de fricción.

En la Fig. 9.8 se muestra el comportamiento de las líneas de energía y gradiente hidráulico, para el tubo que conecta dos recipientes; ambas líneas interpretan el significado físico de los términos en la ecuación de la energía. En la Fig. 4.10 se presenta el sistema alimentado por una bomba.

Para el análisis del conducto sencillo se utiliza la ecuación de continuidad y la de energía: La primera establece la invariabilidad del gasto en cualquier sección *i* del conducto; a saber:

$$Q = A_i V_i$$

La segunda establece la constancia de la energía entre dos secciones transversales 1 y 2 del conducto, para lo cual se acepta, usualmente, que el coeficiente α en dichas secciones valga uno. Esto es:

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + \sum_1^2 h_f + \sum_1^2 h_l$$

donde

$\sum_1^2 h_f$ = suma de las pérdidas de fricción h_f , en cada tramo de la sección 1 a la 2;

$\sum_1^2 h_l$ = suma de las pérdidas locales que ocurren de la sección 1 a la 2 debidas a entrada, cambios de sección, válvulas, etcétera.

Los dos términos se expresan en razón de la carga de velocidad dentro del tramo de sección constante, si la pérdida es de fricción o aguas abajo del punto donde se produce la pérdida local. Por esta cau-

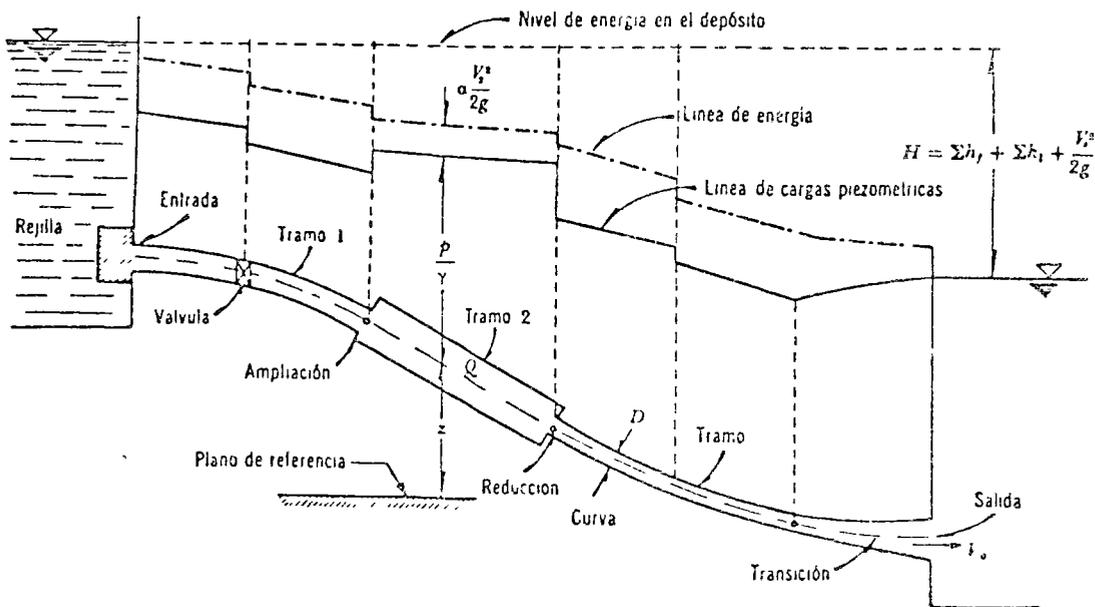


Figura 9.3. Conducto sencillo.

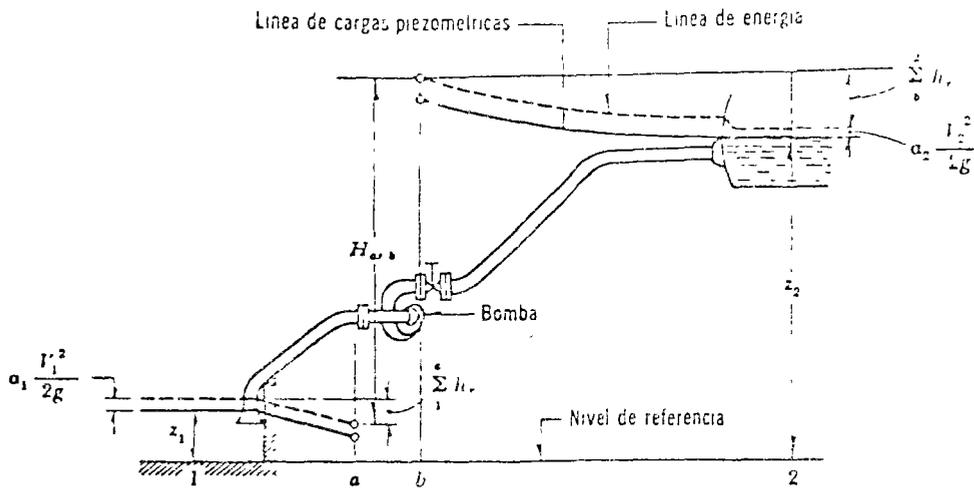


Figura 4.10. Líneas de energía y de cargas piezométricas en una instalación de bombeo.

sa, la ecuación de la energía contendrá los valores de la velocidad, en distintas secciones del conducto, mismos que se pueden substituir por la velocidad, en un sólo tramo, utilizando la ecuación de continuidad.

Si en el sistema de la Fig. 9.8, el recipiente de aguas abajo no existe, es decir, si el conducto descarga libremente a la atmósfera, el desnivel H se mide como la diferencia de niveles entre la superficie libre en el depósito superior y el centro de gravedad de la sección final del tubo. En cualquier caso, dicho desnivel será:

$$H = \Sigma h_f + \Sigma h_i + \frac{V_s^2}{2g}$$

donde $V_s^2/2g$ es la carga de velocidad en la sección final del conducto, considerada como energía final en el caso de descarga libre, o como pérdida en el caso de descarga a otro recipiente. Se presentan dos tipos de problema:

a) *Revisión.* Conociendo H , la geometría y rugosidad del tubo, se desea calcular el gasto.

Solución. Supuesto que se desconoce la zona de flujo (laminar, transición o turbulento) en la que trabaja el tubo, la velocidad y los coeficientes de pérdida son incógnitas. Si la sección 1 se elige dentro del depósito superior y la 2 dentro del inferior, de tal manera que la velocidad de llegada sea despreciable. De la ecuación de la energía se tiene:

$$H = \left(z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} \right) - \left(z_2 + \frac{p_2}{\gamma} \right) = \frac{V_s^2}{2g} + \Sigma h_f + \Sigma h_i$$

en que V_s es la velocidad en la sección final de la tubería.

Por la fórmula de Darcy-Weisbach y de pérdidas menores vemos que:

$$H = \frac{V_s^2}{2g} + \left(f_1 \frac{L_1}{D_1} \frac{V_1^2}{2g} + f_2 \frac{L_2}{D_2} \frac{V_2^2}{2g} + \dots \right) + \left(K_1 \frac{V_1^2}{2g} + K_2 \frac{V_2^2}{2g} + \dots \right)$$

y debido a que $V_s A_s = V_1 A_1$, entonces resulta:

$$H = \frac{V_s^2}{2g} \left(1 + \frac{f_1 L_1}{D_1} \frac{A_s^2}{A_1^2} + \frac{f_2 L_2}{D_2} \frac{A_s^2}{A_2^2} + \dots + K_1 \frac{A_s^2}{A_1^2} + K_2 \frac{A_s^2}{A_2^2} + \dots \right)$$

la velocidad en la sección final vale

$$V_s = \sqrt{\frac{2gH}{1 + \sum_{i=1}^n \left(\frac{f_i L_i}{D_i} \frac{A_s^2}{A_i^2} + K_i \frac{A_s^2}{A_i^2} \right)}} \quad (9.8)$$

y el gasto:

$$Q = V_s A_s$$

Puesto que se conoce ϵ/D_i , se puede estimar un valor para cada f_i , por inspección del diagrama de Moody, así como los K_i . Con dichos coeficientes, substituidos en la Ec. (9.8), se determina el gasto; de éste, $V_s = 4Q/\pi D_s$, y con los números de Reynolds, se obtienen nuevos valores f_i . El proceso se repite.

b) *Diseño.* Conociendo H , la geometría (con excepción de uno de los diámetros),

uno de los diámetros (con más de un diámetro como incógnita, la solución es imposible).

Solución. Igual que el problema anterior —se utiliza la Ec. (9.8)— estimando f y D desconocidos, que se substituyen reiteradamente hasta obtener el gasto. Este problema es poco común.

Por ejemplo, en el caso de una tubería de diámetro constante y pérdidas locales despreciables, de la Ec. (9.8) vemos:

$$Q \approx \frac{\pi \sqrt{2gH}}{4fL/D^5}$$

$$D \approx \sqrt[5]{\frac{8LQ^2}{g\pi^2 H}} = \sqrt[5]{\frac{0.0827LQ^2}{H}} \quad (9.9)$$

también en el número de Reynolds, nos da

$$R_e = \frac{VD}{\nu} = \frac{4Q}{\pi\nu} \frac{1}{D} = \frac{C_2}{D} \quad (9.10)$$

en el que se conoce a

$$C_2 = 4Q/\pi\nu$$

La solución consiste en los siguientes pasos:

- Se estima un valor de f (por ejemplo 0.02).
- Se calcula D de la Ec. (9.9).
- Se calcula R_e de la Ec. (9.10).
- Con R_e y ϵ/D , del diagrama de Moody, se determina un nuevo valor de f .
- Con el nuevo valor de f se repite el procedimiento hasta que ésta no cambie en más de dos ciclos sucesivos.

Problema 9.6. Una bomba de 25 CV de potencia y 75 por ciento de eficiencia, debe abastecer un gasto de $6 \text{ m}^3/\text{min}$ de

agua, a 10°C , a un recipiente cuyo nivel se encuentra 10 m arriba del carcamo de bombeo. La tubería de conducción es de fierro fundido con incrustaciones ($\epsilon = 0.76 \text{ mm}$), con una longitud de 100 m, tres curvas de radio $R = 5D$ (dos de 45° y una de 90°) y una válvula con $K_v = 8$. Determinar el diámetro necesario en la tubería.

Solución. La potencia suministrada por la bomba a la tubería es:

$$P = 75 \times 0.75 \times 25 = 1406 \text{ kg m/seg}$$

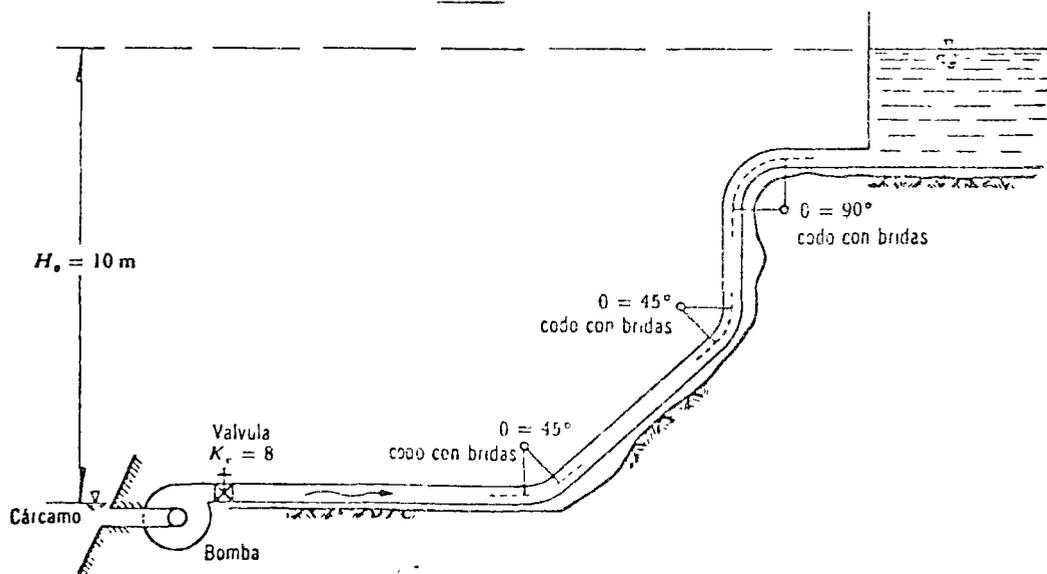
y la carga de bombeo para $Q = 6/60 = 0.1 \text{ m}^3/\text{seg}$, la siguiente:

$$H_n = \frac{P}{\gamma Q} = \frac{1,406}{1000 \times 0.1} = 14.06 \text{ m}$$

Como se dispone de esta energía, inmediatamente después de la bomba, de la ecuación de la energía resulta que

$$14.06 = 10 + \frac{V^2}{2g} + f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} + K_c \frac{V^2}{2g} + K_v \frac{V^2}{2g}$$

$$4.06 = \frac{V^2}{2g} (1 + fL/D + K_c + K_v) \quad (a)$$



Igual que en el problema anterior, se resuelve por iteraciones. Después de efectuar varios ciclos, se propone $D = 0.254$ m cuya área, velocidad y carga de velocidad son:

$$A = \frac{\pi}{4} (0.254)^2 = 0.05065 \text{ m}^2$$

$$V = \frac{0.1}{0.05065} = 1.974 \text{ m/seg}$$

$$\frac{V^2}{2g} = 0.199 \text{ m}$$

El número de Reynolds para $\nu = 0.0131 \text{ cm}^2/\text{seg}$ es:

$$R_r = \frac{1.974 \times 0.254 \times 10^6}{1.31} = 3.827 \times 10^6$$

y para $\epsilon/D = 0.076/25 = 0.003$ del diagrama de Moody, $f = 0.026$, se obtiene:

$$f \frac{L}{D} = \frac{0.026 \times 100}{0.254} = 10.24$$

De la Fig. 8:18, para codos a 45° , $C_c = 0.16$ y para 90° $C_c = 0.25$. Por lo cual, $K_c = 2 \times 0.16 + 0.25 = 0.57$. Por tanto, de la Ec. (9:8) o de la Ec. (a) nos da:

9.21

$$V = \sqrt{\frac{19.6 \times 4.06}{1 + 10.24 + 0.57 + 8}} = 2 \text{ m/seg}$$

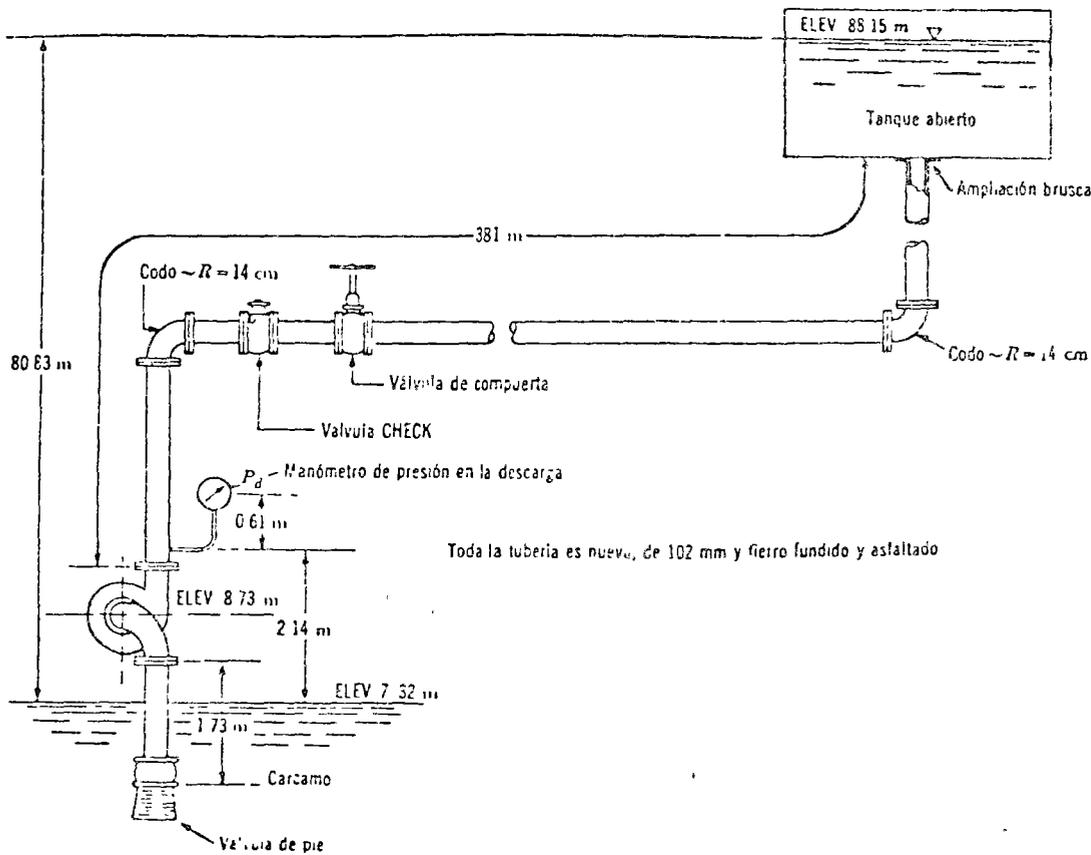
siendo el gasto:

$$Q = 2 \times 0.05065 = 0.102 \text{ m}^3/\text{seg}$$

entonces, el diámetro de 254 mm es el adecuado.

Problema 9.7. Una bomba extrae agua ($\nu = 0.0112 \text{ cm}^2/\text{seg}$) desde un cárcamo y la entrega, a un tanque elevado, por una tubería —de 381 m de longitud y 102 mm de diámetro— de fierro fundido y asfaltado (Fig. 9.13). La tubería de succión es vertical de 1.73 m de longitud y está equipada con una válvula de pie. El tubo de descarga contiene dos codos regulares con bridas $R/D = 1.4$, una válvula *check* y una válvula de compuerta. Determinar la carga de succión h_s (antes de la bomba), la carga de bombeo h_b y la lectura en el manómetro del lado de la descarga p_d , cuando el gasto sea de 757 lt/min. Calcular la potencia en CV, de la bomba, si ésta tiene una eficiencia de 80 %.

Solución. Tubería de succión. Para $D = 102 \text{ mm}$, de la Fig. 8:4 $\epsilon/D = 0.0012$, para fierro fundido y asfaltado. La velocidad y el número de Reynolds en el tubo es:



$$V = \frac{4 \times 0.757}{60 \pi (0.102)^2} = 1.544 \text{ m/seg};$$

$$\frac{V^2}{2g} = 0.12 \text{ m}$$

$$R_e = \frac{154.4 \times 10.2}{0.0112} = 1.41 \times 10^5$$

Del diagrama de Moody, $f \approx 0.0225$ y la pendiente de fricción:

$$S_f = \frac{0.0225}{0.102} \times 0.12 = 0.0265$$

El coeficiente de pérdida en la válvula de pie es $K = 0.8$ (Fig. 8.30) y la pérdida correspondiente:

$$h_p = 0.8 \times 0.12 = 0.096 \text{ m}$$

La bomba debe elevar el agua desde la altura de 7.32 m a la de 8.73 m. De esta manera la carga de succión es:

$$h_s = (8.73 - 7.32) + 0.0265 \times 1.73 + 0.096 = 1.552 \text{ m}$$

la cual es negativa, dado que corresponde al lado de succión. Tubería de descarga. La pérdida de fricción en la tubería de descarga es:

$$h_f = 0.0265 \times 381 = 10.10 \text{ m}$$

los coeficientes de pérdida en los accesorios se obtienen de las Figs. 8.18 y 8.30.

Codo regular con bridas (90°),

$$K = 0.31 \times 2 = 0.62$$

Válvula check con bridas,

$$K = 2.00 \quad 2.00$$

Válvula de compuerta con bridas,

$$K = 0.17 \quad 0.17$$

Salida (A_0/A_1),

$$K = 1.00 \quad 1.00$$

$$K = 3.79$$

y la pérdida de energía por los accesorios:

$$h = 3.79 \times 0.12 = 0.455 \text{ m}$$

La bomba debe elevar el agua desde la altura de 8.73 m a la de 88.15 m. La carga de bombeo será:

$$h_t = (88.15 - 8.73) + 10.10 + 0.455 = 89.975 \text{ m}$$

La carga de presión del lado de la descarga y en el punto donde está colocado el manómetro, será igual a la carga estática más la pérdida de fricción en la descarga menos la carga de velocidad. La carga estática es $80.83 - 2.14 = 78.69 \text{ m}$. Las otras cantidades han sido calculadas anteriormente; por lo tanto, la carga de presión requerida es $78.69 + 0.45 + 10.10 - 0.12 = 89.12 \text{ m}$. Para calcular la carga de presión al centro del manómetro será necesario considerar la conexión vertical de altura igual a 0.61 m. La lectura en el manómetro será:

$$\frac{p_d}{\gamma} = \frac{89.12 - 0.61}{1000} = 88.51 \text{ m}; \quad p_d = 8.851 \text{ kg/cm}^2.$$

La carga total de bombeo es igual al desnivel entre los dos tanques, más las pérdidas totales en la conducción, a saber:

$$H_t = 80.83 + 0.0265 \times 1.73 + 0.096 + 10.10 + 0.455 = 91.527 \text{ m}$$

y la potencia que debe proporcionarse a la bomba, la siguiente:

$$P = \frac{\gamma Q H_t}{75 \eta} = \frac{1000 \times 0.757 \times 91.527}{75 \times 60 \times 0.8} = 19.2 \text{ CV}$$

9.4 Sistema de tubos en paralelo

En ocasiones resulta necesario derivar varios ramales de un mismo tubo (figura 9.15), para lo cual se pueden presentar dos casos:

1. Se conoce la pérdida entre A y B y se desea determinar el gasto en cada ramal.

2. Se conoce el gasto total y se desea determinar la pérdida entre A y B, así como la distribución del gasto en cada ramal.

Ambos casos ocurren independientemente de las energías que existan en A y B. El primero no ofrece dificultad puesto que una vez conocida la pérdida, se puede calcular el gasto en cada ramal en base a que funciona con una carga igual a la pérdida determinada; esto es, que con $\Delta H_1 = \Delta H_2 = \dots = \Delta H$, la pérdida de energía vale:

$$\Delta H = K_t \frac{v^2}{2g} \quad (9.11a)$$

por lo que:

$$V_t = \sqrt{\frac{2g \Delta H}{K_t}} \quad (9.11b)$$

donde:

$$K_t = f_t \frac{L_t}{D_t} + \Sigma K_{l_t}$$

siendo el gasto:

$$Q_t = A_t V_t \quad (9.12)$$

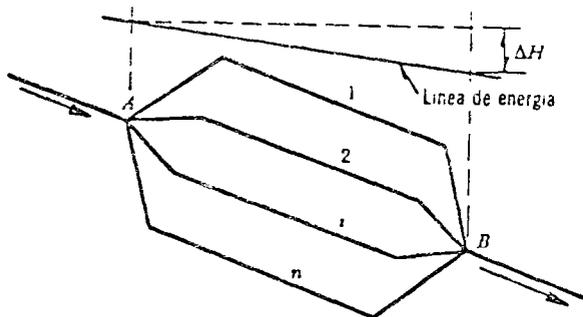


Figura 9.15. Sistema en derivación.

Para el segundo caso, se supone la existencia de una tubería (ficticia) que transporta el gasto total, equivalente a todos los ramales, con una pérdida en la misma de $\Delta H_e = \Delta H_1 = \Delta H_2 = \dots = \Delta H_n$.

Al substituir las Ecs. (9.11b) y (9.12) en la de continuidad, obtenemos:

$$Q = Q_1 + Q_2 + \dots + Q_n$$

y al simplificar, resulta:

$$\frac{D_e^2}{\sqrt{K_e}} = \sum_{i=1}^n \frac{D_i^2}{\sqrt{K_i}}$$

o bien:

$$\frac{K_e}{D_e^4} = \left[\frac{1}{\sum (D_i^2 / \sqrt{K_i})} \right]^2 \quad (9.13)$$

o sea, la condición de equivalencia entre los conductos, en los que se elige un valor arbitrario para D_e o K_e y el otro se calcula con la Ec. (9.13); luego entonces,

$$\Delta H = K_e \frac{V_e^2}{2g} = \frac{8 K_e}{\pi^2 D_e^4} \frac{Q^2}{g}$$

Substituyendo la Ec. (9.13), resulta:

$$\Delta H = \frac{8}{\left[\pi \sum_i (D_i^2 / \sqrt{K_i}) \right]^2} \frac{Q^2}{g} \quad (9.14)$$

Una vez que la pérdida ΔH se conoce, el problema se torna en uno del primer caso.

9.5 Redes abiertas

Decimos que una red es abierta cuando los tubos que la componen se ramifican, sucesivamente, sin intersectarse después para formar circuitos. Los extremos finales de las ramificaciones pueden terminar en un recipiente o descargar libremente a la atmósfera.

Un ejemplo de red abierta se esquematiza en la Fig. 9.18. De acuerdo con los niveles de los distintos recipientes y la longitud de los tubos, se deberá conocer o suponer la dirección del gasto en los diversos tramos.

De la ecuación de la energía, entre el recipiente superior y los extremos de los tubos, resulta entonces:

$$z_1 - \left(z_j + \frac{V_j^2}{2g} \right) = \sum_{i=1}^j h \quad (9.15)$$

donde z_j es el nivel de la superficie libre del agua si el tubo descarga a un recipiente o bien, el nivel del centro de gravedad de la sección final, si el tubo descarga a la atmósfera; el subíndice j corresponde a las características hidráulicas en el punto j .

El término $\sum_{i=1}^j h$ es la suma de las pérdidas de energía de los tubos que se encuentran en el recorrido, desde el punto 1 hasta el extremo j ; toma signo positivo para h en aquellos elementos en que la dirección del gasto coincide con la dirección del recorrido y negativo en caso contrario.

Por ejemplo, para el extremo 7, la Ec. (9.15) es:

$$z_1 - \left(z_7 + \frac{V_7^2}{2g} \right) = h_{12} + h_{23} + h_{37}$$

y de acuerdo con la dirección supuesta de los gastos en la Fig. 9.17, para el extremo 13, se obtiene:

$$z_1 - \left(z_{13} + \frac{V_{13}^2}{2g} \right) = h_{12} - h_{20} - h_{013}$$

Problema 9.13. En la Fig. 9.21 se presenta una red abierta y su geometría. Se desea que los gastos sean: $Q_6 = 25$ lt/seg, $Q_4 = 30$ lt/seg, hacia los tanques C y D respectivamente y que $Q_7 = 11$ lt/seg desde la bomba. Determinar los diámetros D_1 , D_3 y D_4 necesarios para que se

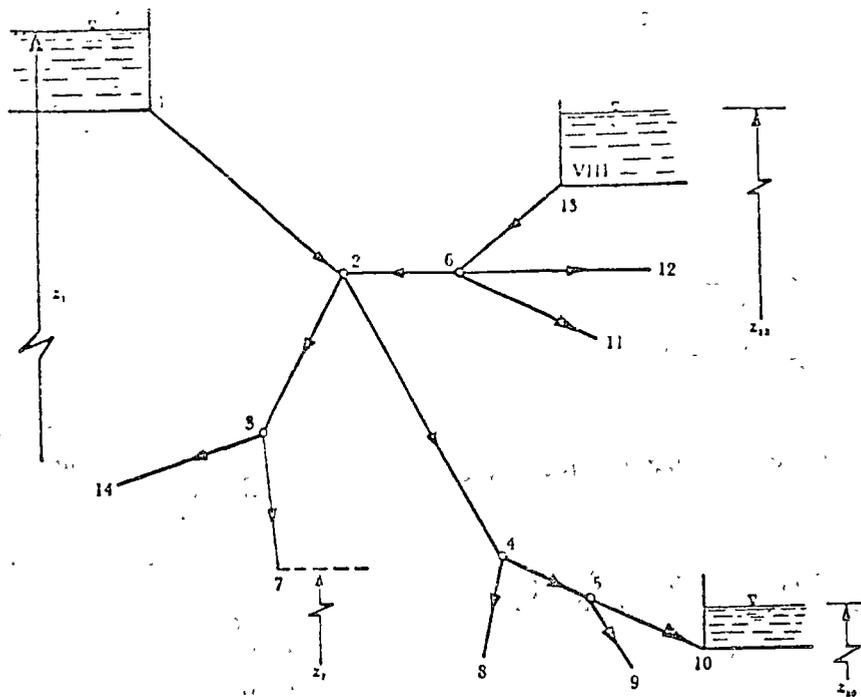


Figura 9:13. Ejemplo de red abierta.

factor de fricción en todos los tubos es $f = 0.014$ y los tanques A y B abastecen a C y D.

Solución. La carga producida por la bomba es

$$P = \frac{\gamma Q H_B}{76 \eta}$$

$$H_B = \frac{76 \eta P}{\gamma Q} = \frac{76 \times 0.73 \times 6}{1000 \times 0.011} = 30.3 \text{ m}$$

De la ecuación de continuidad en los nudos, los gastos son:

$$Q_3 = Q_4 + Q_5 = 0.055 \text{ m}^3/\text{seg}$$

$$Q_1 = Q_3 - Q_2 = 0.044 \text{ m}^3/\text{seg}$$

Las velocidades y cargas de velocidad, en los tubos, son las que siguen:

$$V_1 = \frac{0.044}{0.7854 D_1^2} = \frac{0.056}{D_1^2};$$

$$\frac{V_1^2}{2g} = \frac{(0.056)^2}{19.6 D_1^4} = \frac{0.000161}{D_1^4}$$

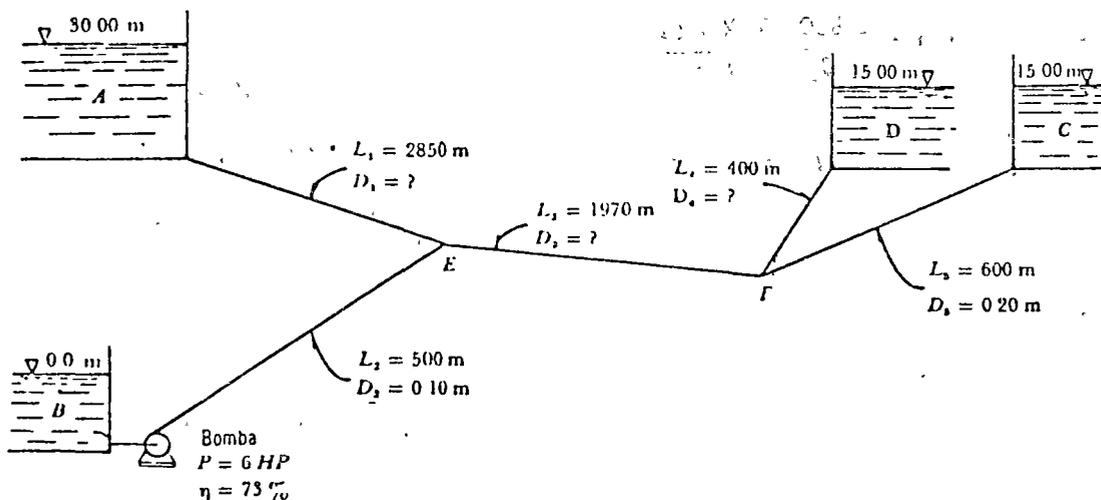
$$V_2 = \frac{0.011}{0.7854 \times 0.01} = 1.4 \text{ m/seg};$$

$$\frac{V_2^2}{2g} = 0.1 \text{ m}$$

$$V_3 = \frac{0.055}{0.7854 D_3^2} = \frac{0.07}{D_3^2} \text{ m/seg};$$

$$\frac{V_3^2}{2g} = \frac{0.00025}{D_3^4}$$

$$V_4 = \frac{0.030}{0.7854 D_4^2} = \frac{0.0382}{D_4^2};$$



$$\frac{V_4^2}{2g} = \frac{0.000074}{D_4^4}$$

$$V_3 = \frac{0.025}{0.7854 \times 0.04} = 0.796 \text{ m/seg};$$

$$\frac{V_3^2}{2g} = 0.0323 \text{ m}$$

La ecuación de la energía entre F y C , es como sigue:

$$E_F = 15.00 + \left(0.014 \frac{600}{0.20} + 1\right) \times \\ \times 0.0323 = 16.389 \text{ m}$$

La ecuación de energía entre F y D , es:

$$E_F = 16.389 = 15.00 + \left(0.014 \frac{400}{D_4^4} + 1\right) \times \\ \times \frac{0.000074}{D_4^4} \\ 1.389 = \frac{0.000414}{D_4^6} + \frac{0.000074}{D_4^4}$$

Esta ecuación se satisface para $D_4 = 0.20 \text{ m}$.

La ecuación de energía entre B y E , como se indica:

$$30.3 + 0.1 = E_B + 0.014 \frac{500}{0.10} 0.1$$

$$E_B = 30.4 - 7.0 = 23.4 \text{ m}$$

La ecuación de energía entre A y E , es:

$$30.00 = 23.4 + 0.014 \frac{2850}{D_1} \frac{0.000161}{D_1^4}$$

$$D_1 = \sqrt[5]{\frac{0.00642}{6.6}} = \sqrt[5]{0.000973} = 0.25 \text{ m}$$

La ecuación de energía entre E y F , será:

$$23.4 = 16.389 + 0.014 \frac{1970}{D_3} \frac{0.00025}{D_3^4}$$

$$D_3 = \sqrt[5]{\frac{0.0069}{7.011}} = \sqrt[5]{0.000983} = 0.25 \text{ m}$$

Problema 4.33. El cambio en la cantidad de movimiento, de un líquido que se mueve dentro de un tubo, induce fuerzas sobre el mismo. En el caso del tramo de tubería mostrado en la Fig. 4.33, el líquido llega con velocidad V_1 a través del área A_1 y sale con velocidad V_2 a través del área A_2 , después de cambiar de dirección según el ángulo θ . Se desea determinar la fuerza F impuesta por el tubo al líquido, para modificar las características del movimiento; así como F_x y F_y , sus componentes en las direcciones x y y indicadas.

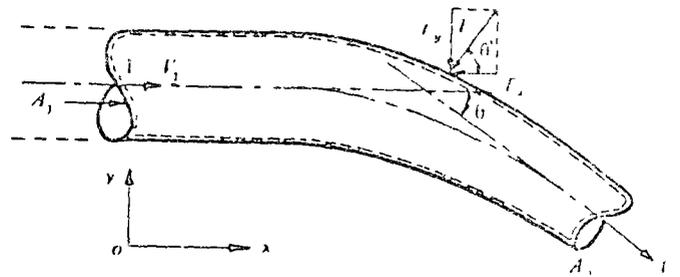


Figura 4.33. Fuerzas en un cambio de dirección y de sección.

Solución. Se pueden aplicar las ecuaciones (4.33a y b) para determinar la magnitud de la fuerza F . Considerando despreciable el peso propio del volumen de control, las fuerzas de superficie que obran sobre él son los empujes totales en las secciones (1) y (2), además de la fuerza F repartida sobre la superficie lateral. Así, para la dirección x , se tiene que:

$$-F_x + p_1 A_1 - p_2 A_2 \cos \theta = \\ = \rho Q (V_2 \cos \theta - V_1) \quad (a)$$

y para la dirección y , será:

$$-F_y + p_2 A_2 \sin \theta = \rho Q (-V_2 \sin \theta + 0) \quad (b)$$

Entonces, la resultante F es:

$$F = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} = \left\{ \rho^2 Q^2 (V_1^2 + V_2^2 - 2 V_1 V_2 \cos \theta) + p_1^2 A_1^2 + p_2^2 A_2^2 - 2 p_1 p_2 A_1 A_2 \cos \theta + 2 \rho Q [p_1 V_1 A_1 + p_2 V_2 A_2 - (p_2 V_1 A_2 + p_1 V_2 A_1) \cos \theta] \right\}^{1/2} \quad (c)$$

Pero, de la ecuación de continuidad, resulta:

$$V_2 = \frac{A_1}{A_2} V_1$$

que al sustituirla en la Ec. (c) se obtiene

$$F = \left\{ \rho^2 Q^2 V_1^2 \left(1 - 2 \frac{A_1}{A_2} \cos \theta + \frac{A_1^2}{A_2^2} \right) + 2 \rho Q^2 \left[p_1 + p_2 - \left(p_1 \frac{A_1}{A_2} + p_2 \frac{A_2}{A_1} \right) \cos \theta \right] + p_1^2 A_1^2 \left[1 + \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^2 \left(\frac{A_2}{A_1} \right)^2 - 2 \left(\frac{p_2}{p_1} \right) \left(\frac{A_2}{A_1} \right) \cos \theta \right] \right\}^{1/2} \quad (d)$$

Asimismo, se puede determinar la dirección de F en términos de F_x y F_y .

Si el tubo es de sección constante, entonces $A_1 = A_2$ y la Ec. (d) se reduce a:

$$F = \left\{ 2 \rho Q^2 (1 - \cos \theta) (\rho V_1^2 + p_1 + p_2) + p_1^2 A_1^2 \left[1 + \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^2 - 2 \frac{p_2}{p_1} \cos \theta \right] \right\}^{1/2} \quad (e)$$

y si, además, $\theta = 90^\circ$, la fuerza para un tubo de área constante es

$$F = \left\{ 2 \rho Q^2 (\rho V_1^2 + p_1 + p_2) + p_1^2 A_1^2 \left[1 + \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^2 \right] \right\}^{1/2} \quad (f)$$

Cuando existe contracción en el tubo ($A_1 \neq A_2$) pero éste es de eje recto ($\theta = 0$), la Ec. (d) se reduce a la forma:

$$F = \left\{ \rho^2 Q^2 V_1^2 \left(1 - \frac{A_1}{A_2} \right)^2 + 2 \rho Q^2 \left[p_1 + p_2 - \left(p_1 \frac{A_1}{A_2} + p_2 \frac{A_2}{A_1} \right) \right] + p_1^2 A_1^2 \left(1 - \frac{p_2 A_2}{p_1 A_1} \right)^2 \right\}^{1/2} \quad (g)$$

La fuerza que el líquido impone al tubo es igual y de sentido contrario a F , por lo cual es de mucha importancia en el análisis estructural de los apoyos de un conducto a presión

Por ejemplo, el tramo de tubería de la Fig. 4.33 está contenida en un plano vertical, de diámetros $D_1 = 1.83$ m, $D_2 = 1.22$ m; el gasto $Q = 8.5$ m³/seg; el ángulo $\theta = 120^\circ$; y la presión $p_1 = 2.72$ kg/cm². La pérdida de carga en el codo es $0.5 V_2^2/2g$ y el desnivel entre las secciones 1 y 2 es de 3 m. Determinar la fuerza total impuesta por el líquido a la tubería, considerando despreciable el peso.

Las velocidades en las secciones 1 y 2 son:

$$V_1 = \frac{Q}{A_1} = \frac{8.5}{\frac{\pi}{4} (1.83)^2} = \frac{8.5}{2.63} = 3.232 \text{ m/seg}$$

$$V_2 = \frac{Q}{A_2} = \frac{8.5}{\frac{\pi}{4} (1.22)^2} = \frac{8.5}{1.17} = 7.272 \text{ m/seg}$$

Aplicando la ecuación de Bernoulli, entre las secciones 1 y 2, resulta que

$$3 + \frac{2.72 \times 10^4}{1000} + \frac{(3.23)^2}{19.6} = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{(7.27)^2}{19.6} + 0.5 \frac{(7.27)^2}{19.6}$$

$$3 + 27.2 + 0.533 = \frac{p_2}{\gamma} + 2.702 + 1.356$$

$$\frac{p_2}{\gamma} = 26.68 \text{ m}$$

$$p_2 = 2.668 \times 10^4 \text{ kg/m}^2 = 2.668 \text{ kg/cm}^2$$

De las Ecs (a) y (c), para $\cos 120^\circ = -$
 $= -0.5$ y $\sin 120^\circ = 0.867$, se tiene:

$$F_x = p_1 A_1 - p_2 A_2 \cos \theta - \rho Q (V_2 \cos \theta - V_1)$$

$$F_x = 2.72 \times 10^4 \times 2.63 + 2.668 \times 10^4 \times$$

$$\times 1.17 \times 0.5 + \frac{1000}{9.8} \times 8.5 \times$$

$$\times (7.277 \times 0.5 + 3.23)$$

$$F_x = 93\,077 \text{ kg}$$

$$F_y = p_2 A_2 \sin \theta + \rho Q V_2 \sin \theta =$$

$$= 2.668 (10^4) (1.17) (0.867) +$$

$$+ \frac{1000}{9.8} (8.5) (7.27) (0.867)$$

$$F_y = 33\,376 \text{ kg}$$

La fuerza total, que también puede ser
calculada directamente de la Ec. (d), vale

$$F = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} =$$

$$= \sqrt{(93\,077)^2 + (33\,376)^2} = 98\,870 \text{ kg}$$

El ángulo de inclinación de F , respecto
de la fuerza F_y , es:

$$\theta' = \text{áng} \tan \frac{F_y}{F_x} = \text{áng} \tan \frac{33\,376}{93\,077} = 19^\circ 16'$$

Su punto de aplicación se encuentra en
el cruce de las líneas que representan el
eje de la tubería, antes y después de las
secciones 1 y 2.



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

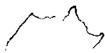


SELECCION Y OPERACION DE BOMBAS DE AGUA Y SISTEMAS DE BOMBEO



ING. RAUL LOPEZ CALVILLO

Palacio de Minería
Tacuba 5, primer piso. México 1, D. F.
Tels.: 521-40-23 521-73-35 5123-123



Todo lo que se va a tratar en estos primeros apuntes del curso "Selección y Operación de Bombas de Agua y Sistemas de Operación de Bombas de Agua y Sistemas de Bombeo" serán generalidades y recomendaciones que deben tomarse en cuenta para la selección de un equipo de bombeo.

- 1.- Glosario de Términos más usuales.
- 2.- Secuela a seguir para la determinación de un equipo de bombeo.
- 3.- Determinación del número de bombas.
- 4.- Recomendaciones sobre el diseño de cárcamos.
- 5.- Obra de Toma.
- 6.- Descarga.
- 7.- Subestación Eléctrica.

10.- GLOSARIO DE TERMINOS.

Presión atmosférica.- O presión barométrica es aquella que se tiene en el lugar debido al peso de la atmósfera, varía en relación de con la altura sobre el nivel del mar del sitio donde se mide.

Presión Manométrica.- Es la presión que se tiene en una superficie sin considerar la presión atmosférica, y por ello suele llamársele presión relativa.

Presión absoluta.- Se llama así, a la presión resultante de considerar la atmosférica, más aquella que produce otras causas o sea la manométrica. Se mide arriba del cero absoluto y puede estar arriba o abajo de la presión atmosférica.

Presión negativa.- Cuando la presión absoluta es menor que la atmosférica se dice que se tiene una presión negativa.

Presión de vapor.- Es la presión que ejerce el vapor en una superficie de un líquido cuando se encuentra a una temperatura arriba de su congelación.

Las presiones se expresan en unidades de fuerza entre unidades de superficie o bien en metros de columna de correspondiente de acuerdo con el peso específico del líquido considerado.

Cualquier presión arriba de la atmosférica

Presión absoluta =
presión manométrica +
presión barométrica

Presión
manométrica

Presión atmosférica

(Variable con la altitud y clima)

Vacío

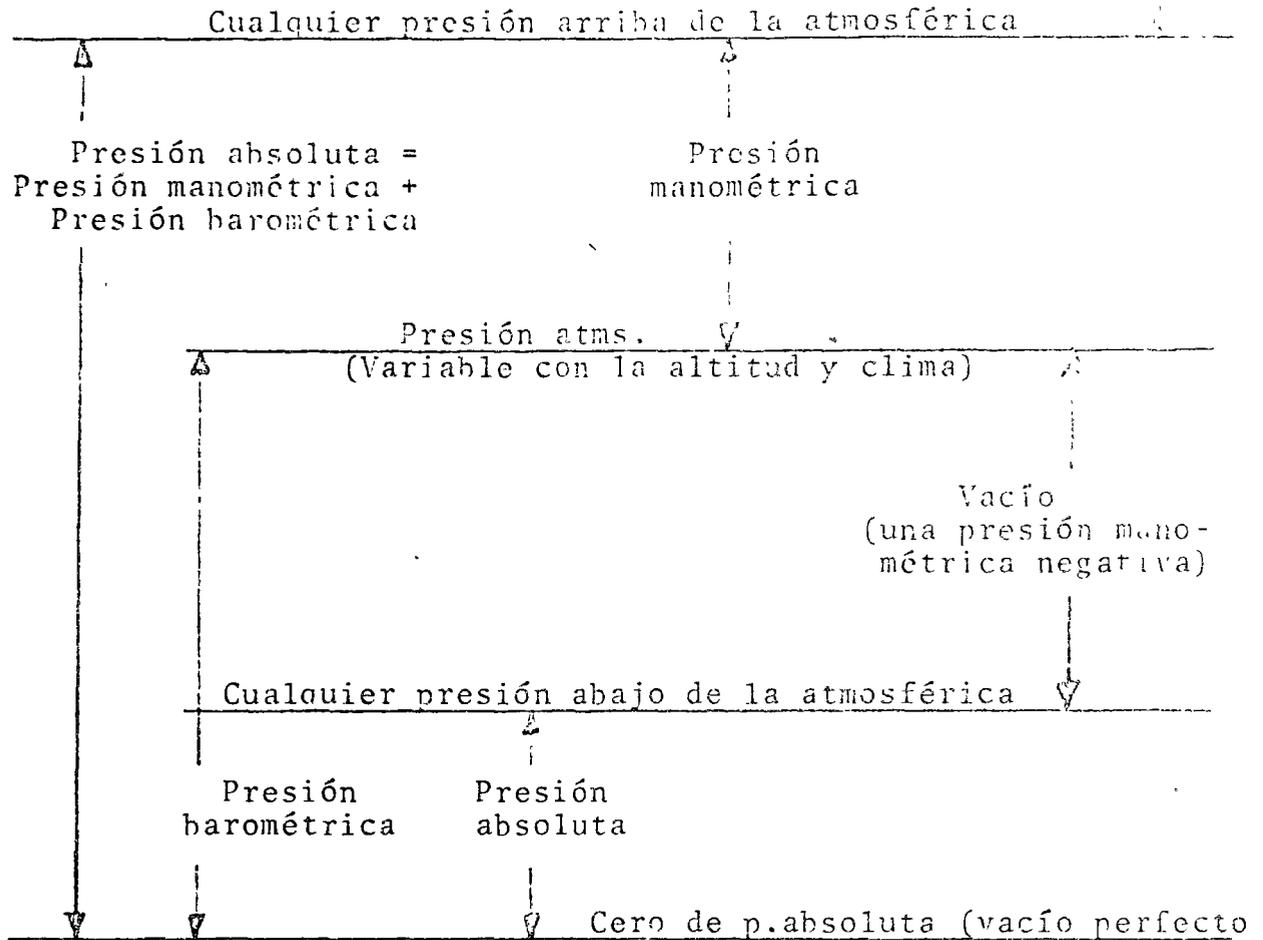
(Una presión mano-
métrica negativa)

Cualquier presión abajo de la atmosférica

Presión
barométrica

Presión
absoluta

Cero de presión absoluta (vacío perfecto).



Columna o carga total de bombeo.- Es la suma de las energías contra las que debe operar una bomba para mover una determinada cantidad de agua de un punto a otro. Se representa por la fórmula.

$$H = h_{et} + h_{fd} + h_{vd} + h_{fs} + P_d$$

Siendo

H = Carga total

Hs = Carga de succión

h_s = Carga estática de succión

h_{fs} = Carga de fricción en la succión

- H_D = Carga de descarga
 h_{et} = Carga estática total
 h_{fd} = Carga de fricción en la descarga
 h_{vd} = Carga de velocidad en la descarga

Carga neta de succión positiva (CNSP ó NPSH) se define como la presión disponible o requerida para establecer un flujo a través de un elemento de succión, se expresa en metros de columna del líquido bombeado equivalente a una presión en kg/cm^2 .

Nivel dinámico.- Se llama al nivel del agua en el suministro cuando opera la bomba.

Velocidad específica.- Es la velocidad en revoluciones por minuto (rpm) que debe girar un modelo reducido de impulsor de determinado tipo de bomba, para descargar la unidad de gasto, -- operando contra una carga unitaria.

Su fórmula es $N_s = \frac{NQ^{1/2}}{H^{3/4}}$ en sistema inglés

- Donde: N_s = Velocidad específica
 N = Velocidad de rotación r.p.m.
 Q = Gasto de la bomba en g.p.m.
 H = Carga total de cada paso en pies.

en sistema eléctrico es $N_s = 0.211 \frac{NQ^{1/2}}{H^{3/4}}$

Cavitación.- Se define como la vaporización local de un líquido debido a reducciones locales de presión, por la acción dinámica del fluido. Este fenómeno está caracterizado por la formación de burbujas de vapor en el interior o en las proximidades de una vena fluida. Se manifiesta en diversas maneras, de los cuales las más importantes son:

- a) Ruidos y vibración
- b) Una caída de las curvas de capacidad-carga y la de eficiencia.
- c) Desgaste de las aspas del impulsor.

Las bombas centrífugas pueden ser de Vóluta, Difusor, Turbina regenerativa, Turbina vertical, Flujo mixto y de flujo axial (impulsor).

Cárcamo.- Es una estructura vertical a donde llega el agua que se va a bombear y en la que se instalan las bombas para elevar el agua a nivel deseado.

A continuación hablaré de la secuela que debe seguirse para seleccionar un equipo de bombeo.

2o.- SECUELA QUE DEBERA SEGUIRSE PARA LA DETERMINACION DE UN EQUIPO DE BOMBEO.

1.- DETERMINACION DEL NUMERO DE BOMBAS

1.1.- Capacidad de cada bomba

1.2.- Porcentaje de utilización

2.- SELECCION DE LA BOMBA TIPO

- 2.1.- Condiciones de operación
- 2.2.- Carga total aproximada
- 2.3.- Sumergencia
- 2.4.- (CNSP) disponible
- 2.5.- Características de varias bombas.
- 2.6.- Bomba tipo probable

3.- CALCULO AFINADO DE LA BOMBA

- 3.1.- Condiciones de operación
- 3.2.- Carga total
- 3.3.- Empuje axial
- 3.4.- Velocidad específica
- 3.5.- Capacidad del motor
- 3.6.- Composición del equipo de bombeo.
- 3.7.- Dimensiones del cárcamo.

4.- COTIZACIONES DEL FABRICANTE

- 4.1.- Datos para solicitar la cotización
- 4.2.- Bomba elegida, características.

5.- ELECCION DEL MOTOR

Análisis económicos para decidir el empleo de energía eléctrica o motores de combustión interna.

Costo del m^3 de agua bombeada.

Otros datos necesarios que influyen en la selección de un equipo son:

- 1.- Del lugar. Coordenadas Geográficas
- 2.- De la fuente en el sitio de captación
 - Temperatura del agua
 - Análisis químico del agua.
 - Naturaleza y tamaños de los sólidos en suspensión
 - Registros diarios o mensuales de niveles del agua
 - Curva de gastos de la corriente
 - Niveles del agua importantes y época en que se tienen
 - Máximo extraordinario
 - Mínimo ordinario y gasto correspondiente
 - Mínimo ordinario y extraordinario.
- 3.- Del cárcamo
 - Ubicación
 - Niveles del agua
 - Mínimo extraordinario y gasto
 - Mínimo ordinario y gasto
 - Elevación de la plataforma o corona.
- 4.- De la descarga
 - Ubicación
 - Nivel del agua
 - Energía adicional para riegos por aspersión
- 5.- Del Riego
 - Demandas de agua mensuales
 - Tiempo máximo que debe proporcionarse

Frecuencia

Horas de bombeo diarias considerados en el estudio hidrológico.

6.- De la energía disponible

Eléctrica. Voltaje, Ciclaje, No. de fases

Capacidad interceptiva

Energéticos: gasolina, diesel, etc.

3o.- DETERMINACION DEL NUMERO DE BOMBAS

Al haber hecho la planeación de la zona de riego para un plan de cultivos determinado y llegar a obtener las demandas de agua mensuales, en general, estos son diferentes, presentándose en algunos meses en su máximo valor.

El equipo de bombeo deberá elegirse para cubrir la demanda máxima, transformándola en m^3/seg que también será el máximo necesario, éste se calcula tomando en cuenta la frecuencia de riego y el tiempo diario de riego.

Una recomendación importante es instalar dos unidades de bombeo cuyas capacidades den el gasto requerido, asegurando en esta forma, que en caso de falla de una, cuando menos se tendrá el 50% del agua requerida.

Cuando el gasto máximo requerido es considerable y solo se instale una unidad, es seguro que estará "sobrada" para los meses en que el gasto máximo no se requiera y ello originará

un costo de energía innecesario.

En forma resumida y general, los siguientes factores influyen - de manera directa o indirecta en la selección de bombas, una -- vez que hayan establecido y definido las características hidráu - licas del sistema.

Factores Técnicos:

Número de unidades

Características de operación (Flexibilidad)

Eficiencia máxima y de la zona contigua de la curva - característica.

Motor requerido

Accesorios necesarios

Tamaño y peso de las unidades

Garantías del fabricante

Servicio de refacciones

Alguna característica especial de fabricación.

Factores Económicos

Costo inicial del equipo

Costo de instalación

Costo de operación y mantenimiento

Vida útil estimada

Posible substitución de refacciones de otra marca

Recuperación de la inversión

4.- RECOMENDACIONES SOBRE EL DISEÑO DE CARCAMOS

Siendo el cárcamo el depósito de donde "toman" el agua las bombas, se ha comprobado que de un buen diseño, desde el punto de vista hidráulico, dependen en gran parte las características de funcionamiento deseado y la durabilidad de esas unidades.

El diseño de esa estructura merece especial atención, sobre todo cuando se vayan a instalar centrífugas verticales cuyo cuerpo de impulsores estará sumergido en el agua del cárcamo.

En general, la forma y dimensiones que se le asignan, se determinan principalmente con el tamaño y número de bombas, por lo que para su proporcionamiento definitivo, previamente se deberá elegir el equipo de bombeo, inicialmente las dimensiones pueden suponerse basándose en el diseño de otros proyectos similares.

La forma adoptada para la planta del cárcamo suele ser rectangular, circular o una combinación de éstas; en ocasiones, se prefiere la circular por las ventajas que ofrece esta geometría para su construcción; por ejemplo, en terrenos blandos, donde es factible hincar anillos de concreto (tipo pozo indio) que a la vez sirven de ademe durante su excavación.

A continuación se transcribe una traducción del inglés, de un artículo obtenido del catálogo Standards of the Hydraulic Institute de los Estados Unidos, relativo al proyecto de cárcamos.

Contiene comentarios y recomendaciones al respecto, que se han encontrado mediante algunos estudios con modelos reducidos.

Dada la autoridad de ese Instituto, en esta clase de problemas y falta de otras fuentes y de nuestras propias experiencias, -- los lineamientos que señalan en su catálogo son lo que se recomienda consultar para el diseño de estas estructuras.

Dice el Standards of the Hydraulic Institute:

PLANEACION DE UNA TOMA

La función de un depósito del cual se va a tomar agua, en cualquier parte que esté localizado, ya sea en un canal abierto o en un túnel que tenga un perímetro húmedo a cien por ciento, -- es para proporcionar en todos los casos la distribución del -- flujo del agua hacia la campana de succión; una distribución -- desigual del flujo caracterizada por fuertes corrientes locales favorece la formación de torbellinos y con bajos valores de su- mergencia puede introducir aire en la bomba reduciendo su capa- cidad y produciendo mucho ruido. Una distribución desigual tam- bién puede aumentar o disminuir el consumo de energía con un -- cambio total en la uniformidad de la carga se podrán producir -- remolinos que no aparecen en la superficie y esto puede tener -- resultados adversos.

Una velocidad desigual en la distribución, conduce a la rota - ción de porciones de la masa de agua a lo largo de la línea de succión en forma turbulenta que podrá poner en movimiento la -

línea central.

La distribución desigual del flujo puede ser causada por la geometría del depósito de succión y la manera en que el agua se introduce en el cárcamo.

Calculando un promedio de velocidad bajo, no es una base propia para juzgar la excelencia de la toma. Altas velocidades locales en las corrientes y remolinos, se pueden presentar en las tomas que tengan un promedio bajo de velocidad. Efectivamente, la distribución desigual que representan, ocurre menos en flujos de altas velocidades con bastante turbulencia para oponerse a la formación gradual de un vórtice más y más grande en cualquier región. Se pueden presentar pequeños y numerosos remolinos que no causarán inconvenientes.

Las proporciones satisfactorias del valor de la sumergencia dependen, principalmente, del acceso a la toma y del tamaño de la bomba. Los fabricantes de bombas, generalmente proporcionan información de los problemas específicos, cuando el diseño del cárcamo es en forma preliminar, y si este diseño contiene todos los dibujos necesarios para la instalación que proporcionen las limitaciones físicas del lugar.

Un análisis completo de las estructuras de los depósitos es mejor que esté acompañado con estudios de modelos a escala.

Se pueden hacer algunas recomendaciones preliminares para casos en particular y para la operación de una bomba, como las

que se mencionan en seguida sujetas a la calificación de las siguientes recomendaciones:

1.- El acondicionamiento ideal del acceso, es un canal recto que llegue directamente hacia la bomba; las curvas y las obstrucciones son perjudiciales desde el momento que causen corrientes y remolinos con tendencia a formar torbellinos. La campana de succión debe de estar localizada cerca de la pared trasera o posterior y no a muy grande distancia de la pared o piso del pozo de succión.

2.- El flujo del agua no debe de pasar de una bomba para llegar a la siguiente, siempre que esto se pueda evitar; si las bombas tienen que estar localizadas en la línea del flujo, se deberá construir una celdilla alrededor de cada bomba o poner paletas móviles bajo la bomba para deflecar el agua hacia arriba. El modelo de un pozo de succión deberá ser probado para verificar estos requisitos.

3.- En lo que sea posible, la trayectoria del flujo deberá ser en forma que reduzca el arrastre alterno de remolinos tras la bomba y obstruccionar la corriente del flujo.

4.- Figura BF-36 (1.5) ha sido proyectada para mostrar las sugerencias para construir un pozo de succión con las medidas correctas, en vista de que estos valores provienen de promedios obtenidos de diferentes clases y tipos de bombas y se refieren a una línea entera de velocidades específicas; no deberán ser tomados como valores absolutos, sino, únicamente, como guías -

básicas sujetas a posibles variaciones.

5.- La dimensión "C" es un valor promedio que puede ser mayor o menor y está sujeto a consultas con el fabricante de bomba.

6.- La dimensión "B" se ha sugerido como máxima que puede depender en cierta forma de la campana de succión y del diámetro de la válvula de succión propuestos por el Constructor; la orilla de la campana debe de estar lo más cercana posible a la pared trasero del depósito o cárcamo; algunas veces la posición de la campana de succión está sujeta al espacio que requiere el motor en el piso superior, si esto aumenta la dimensión "B", excesivamente, deberá instalarse un muro falso.

7.- Dimensión "S" es la mínima para el ancho del depósito para la instalación de una sola bomba, esta dimensión puede ser aumentada pero si se hace menor deberá consultarse con el fabricante para saber si es la adecuada.

8.- La dimensión "H" es el valor mínimo y está basada en el nivel normal del agua en la campana de succión de la bomba, tomando en consideración las pérdidas por fricción a través de la pichancha, rejilla y acceso a la toma; esta dimensión puede ser considerablemente menor, momentáneamente, o con poca frecuencia, sin que por eso se produzca un grave daño para la bomba. Sin embargo, deberá recordarse que esta situación no representa la sumergencia. La sumergencia se ha estimado por medio de la dimensión "H" menos "C" esto representa la altura física del ni -

vel del agua arriba de la entrada de la campana de succión.

La sumergencia efectiva de la bomba es un poco menor que ésta desde el momento de que la abertura del impulsor está a cierta distancia arriba de la entrada de la campana de succión, posiblemente de 3 a 4 pies. Para el propósito de proyectar un buen diseño para el depósito, en relación con el proyecto, se sobreentiende que la bomba ha sido seleccionada de acuerdo con las indicaciones especificadas, la sumersión referida es con el objeto de obtener una corriente continua y evitar la formación de remolinos.

9.- Dimensiones "Y" y "A" son las recomendadas como valores mínimos; estas dimensiones pueden ser tan grandes como se desee, pero deberán estar limitadas a las restricciones indicadas en la curva. Si el diseño no incluye la rejilla, se puede considerar la dimensión "A" más grande, las dimensiones de anchura y de altura de la rejilla no deberán ser, substancialmente, menores que "S" y "H", respectivamente.

10.- Si la velocidad de la corriente principal, es mayor que 2 pies por segundo, será necesario construir en línea recta, separadores en el canal de acceso, aumentar la dimensión "A", hacer un ensayo con un modelo de la instalación o idear una combinación de estos factores.

11.- Todas las dimensiones que se muestran en la Figura BF-36 (1.5) están basadas en la capacidad de la bomba de acuerdo con

la carga. Cualquier aumento en la capacidad arriba de éstos - deben ser momentáneos o por tiempo muy limitado. Si las opera - ciones con una capacidad aumentada se practica durante perío - dos considerablemente largos de tiempo, se deberá usar la capa - cidad máxima para obtener las dimensiones efectivas del diseño del cárcamo.

Todas las condiciones anteriores también son aplicables cuando se trata de instalaciones múltiples de bombas, en las cuales - "S" viene a ser el ancho para una celda individual de una bom - ba o sea la distancia de centro entre dos bombas, si no se u - san muros de división.

Las dimensiones recomendadas en la Figura BF-36 (1.5 también - son aplicables como se dice arriba, pero deberán agregarse las siguientes determinaciones:

Figura BF-37 (a) - (1.6) - Para el diseño del cárcamo se reco - mienda en primer lugar, que el agua llegue simultáneamente a - todas las bombas con baja velocidad y con flujo recto y unifor - me. Las velocidades cerca de la bomba deberán ser alrededor - de un pie por segundo. No se recomiendan cambios bruscos en - el tamaño del tubo de succión, en el cárcamo y en el tubo de - alimentación.

Figura BF-37 (b) - (1.6) - Un número de bombas determinado tra - bajando en el mismo cárcamo, operará mejor sin muros divisorios a menos que todas las bombas estén en operación al mismo tiem - po, en cuyo caso el uso de muros de separación no es perjudi -

cial. Si se usan paredes de separación con fines estructurales y las bombas van a operar intermitentemente, déjese un espacio atrás de cada pared, partiendo del piso del cárcamo por lo menos hasta la altura del nivel del agua. Si es necesario usar estas paredes aumentese la dimensión (S) por medio de la anchura de la pared para corregir el espacio en la línea central; ya sea que las terminales de los separadores sean en forma redonda u ojival, no se recomienda la localización de cierto número de bombas alrededor del borde del cárcamo con o sin paredes divisorias.

Figura BF-37 (c) - (1.6) - Cualquier cambio brusco que se haga en la dimensión del tubo de succión o del canal de acceso a la bomba, no es recomendable.

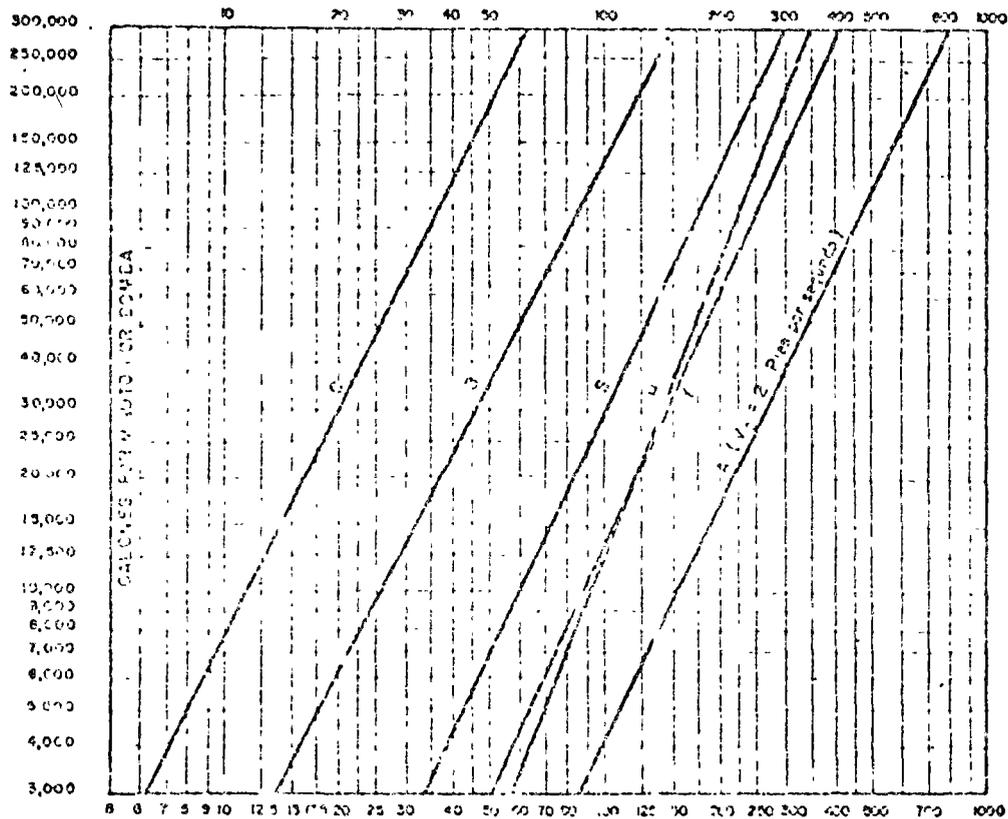
Un tubo, relativamente pequeño para alimentar una bomba de gran tamaño dentro del cárcamo, deberá acompiarse usando una sección cónica de diámetro gradualmente menor a mayor. El ángulo deberá ser lo más grande posible de preferencia no menos de 45 grados; con este arreglo, las velocidades deberán ser menores de un pie por segundo, que es lo deseable. Especialmente no se recomienda nunca conectar un tubo pequeño directamente a un cárcamo grande cuando las bombas queden muy cerca de la toma; en este caso, el flujo tendrá un gran cambio de dirección para llegar a la mayoría de las bombas. Centrando las bombas en el cárcamo produce grandes áreas de turbulencia atrás de las bombas con el resultado perjudicial en la operación de las mismas.

Figura BF-27 (d) - (1.6) - Si se puede mantener la velocidad dentro del cárcamo bastante baja (menos de 1 pie por segundo), un cambio brusco entre el tubo de entrada y el cárcamo se puede arreglar si su longitud es igual o excede a los valores que se muestran. Queda asentado que cuando la relación W/P aumenta, la velocidad de la toma en "P" aumentará hasta un máximo permisible de 8 pies por segundo, en W/P igual a 10.

No es recomendable la instalación de las bombas en línea, a menos de que la relación entre cárcamo y bomba sea bastante grande y las bombas estén separadas por un margen longitudinal amplio; un cárcamo construido empleando en su diseño las presentes recomendaciones, generalmente resulta de menor costo.

Figura BF-37 (e) - (1.6) - Muchas veces es de desearse la instalación de bombas en túneles o en líneas de tuberías. Un tubo protector o una lumbrera para alojar la bomba provista de un tubo de succión con entrada en "L" orientado hacia la corriente, será satisfactorio en aquellos flujos hasta de 8 pies por segundo; cuando no se instala la entrada en forma de "L", la campana de la bomba deberá ser localizada por lo menos el doble de dos diámetros verticales arriba de la parte superior del túnel y no suspendida dentro del flujo del túnel, especialmente en aquellos casos en que las velocidades en el túnel sean de 2 pies por segundo mayores.

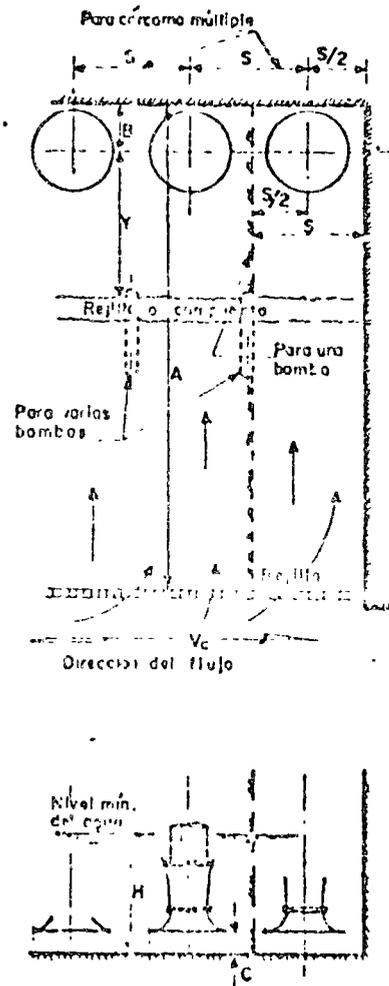
No deberán existir corrientes de aire a lo largo de la parte superior del túnel. En este caso será necesario ahondar la ex



DIMENSIONES RECOMENDADAS EN PULGADAS

Verse para explicación en el texto del artículo parte B-63. Dimensiones aplicadas en aguas limpias y para líquidos que contienen sedimentos pida especificaciones al fabricante.

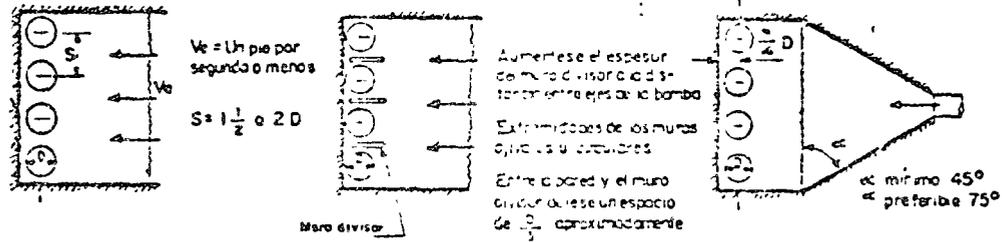
Fig. BF-36 (16)



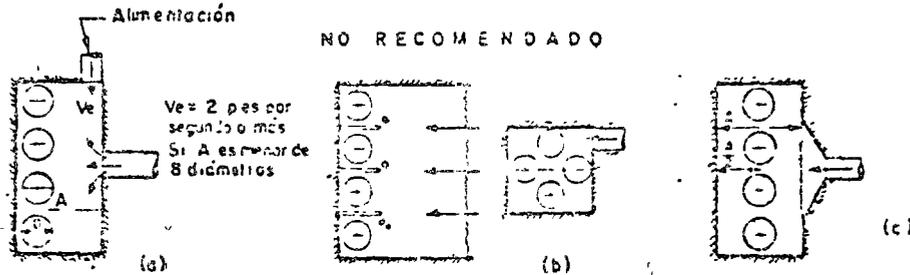
ESTANDAR DEL INSTITUTO DE HIDRÁULICA
DIMENSIONES DEL CARGAMO CON RELACION AL FLUJO

ESTANDAR DEL INSTITUTO DE HIDRAULICA
CARCAMO PARA VARIAS BOMBAS

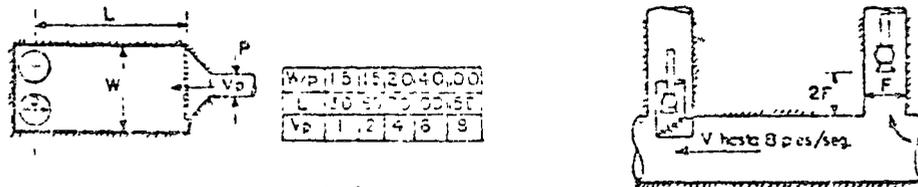
RECOMENDADO



NO RECOMENDADO

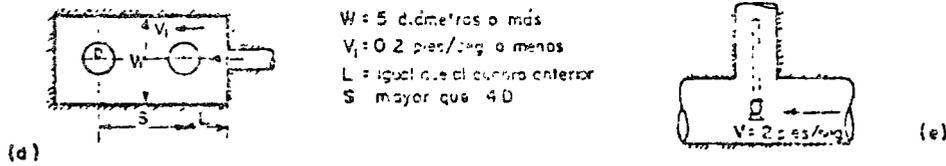


RECOMENDADO

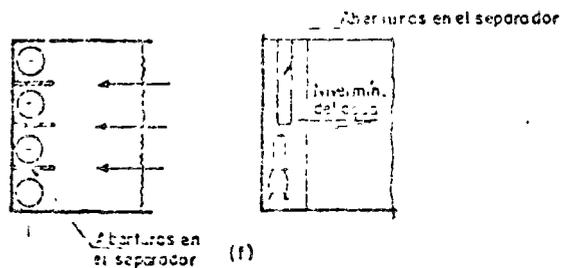


Los desarenadores, rejas y p chonchas deberán colocarse transversalmente a la entrada del canal y al principio de la sección mas ancha

NO RECOMENDADO A MENOS QUE:



RECOMENDADO ALTERNADO CON (b)



cavación o conservar el nivel del agua a su mínimo cuando se --
trato de un pozo vertical.

Figura BF-37 (f) - (1.6) - Una alternativa para (b) es estable-
cer respiraderos en las naredes laterales, partiendo del centro
al punto más bajo del nivel mínimo del agua; esto permitirá de-
salojar el flujo de las cámaras donde no existe el bombeo.

5.- OBRA DE TOMA

En la figura No.1.1 se tienen esquemáticamente algunos ejem --
plos típicos de bombeo.

Como puede verse, en los casos A y B no existe una obra de cap-
tación, propiamente dicha, ya que los tubos de succión están in-
troducidos directamente en el agua de la laguna.

En el caso D la obra de captación puede ser una presa de almace-
namiento. En los casos E y C la captación se hace por medio de
una galería filtrante para agua subalvea y por una toma directa
respectivamente.

Partes de la Toma, fig. 1.3.

Canal de acceso.- Es la comunicación de la fuente con la toma -
y puede aprovecharse para sedimentar las materias en suspensión
las dimensiones son de acuerdo con el gasto y la velocidad que
no debe sobrepasar los límites entre 0.60 m/seg. a 0.80 m/seg.

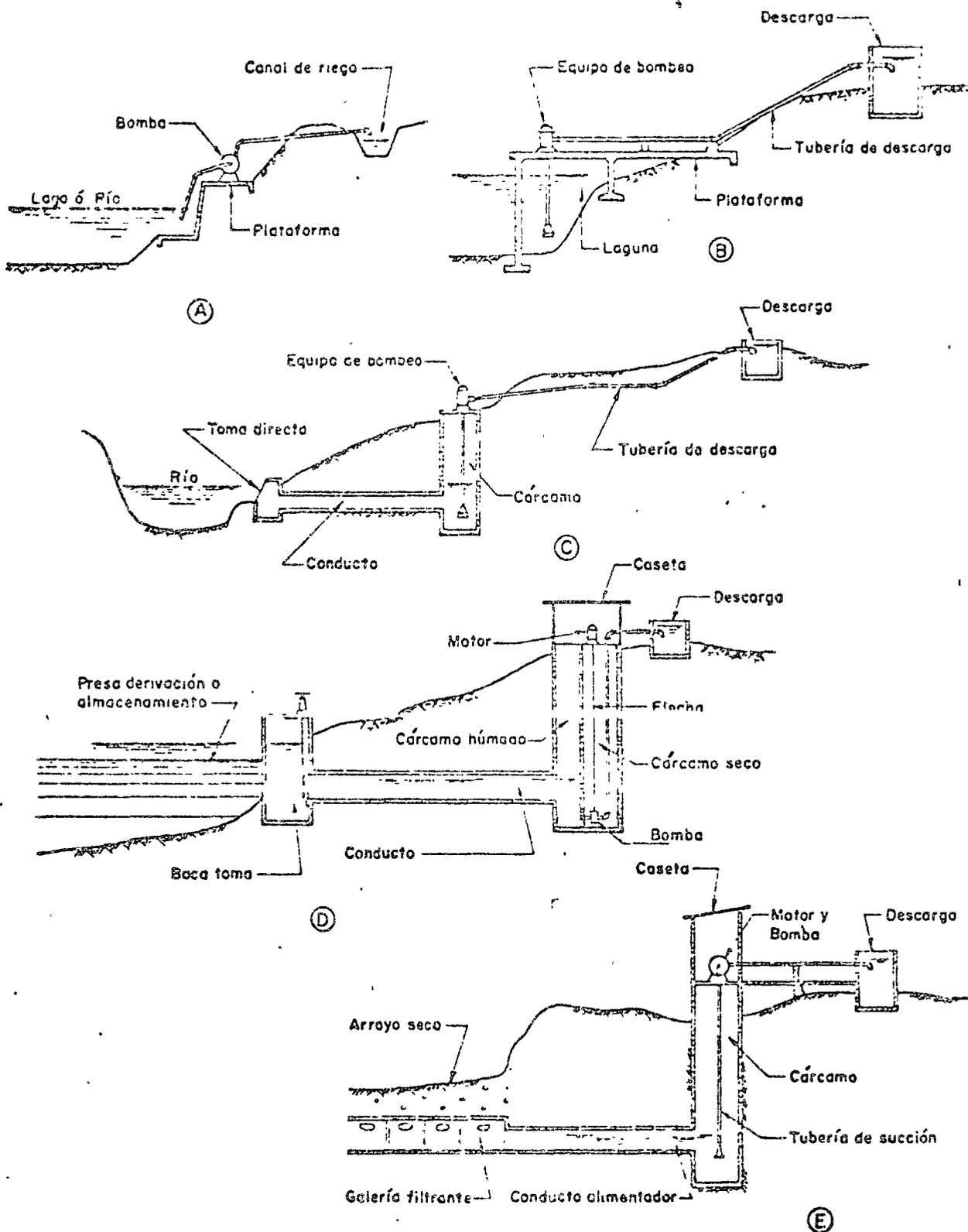


FIG. 1.1 - Casos típicos de bombeo

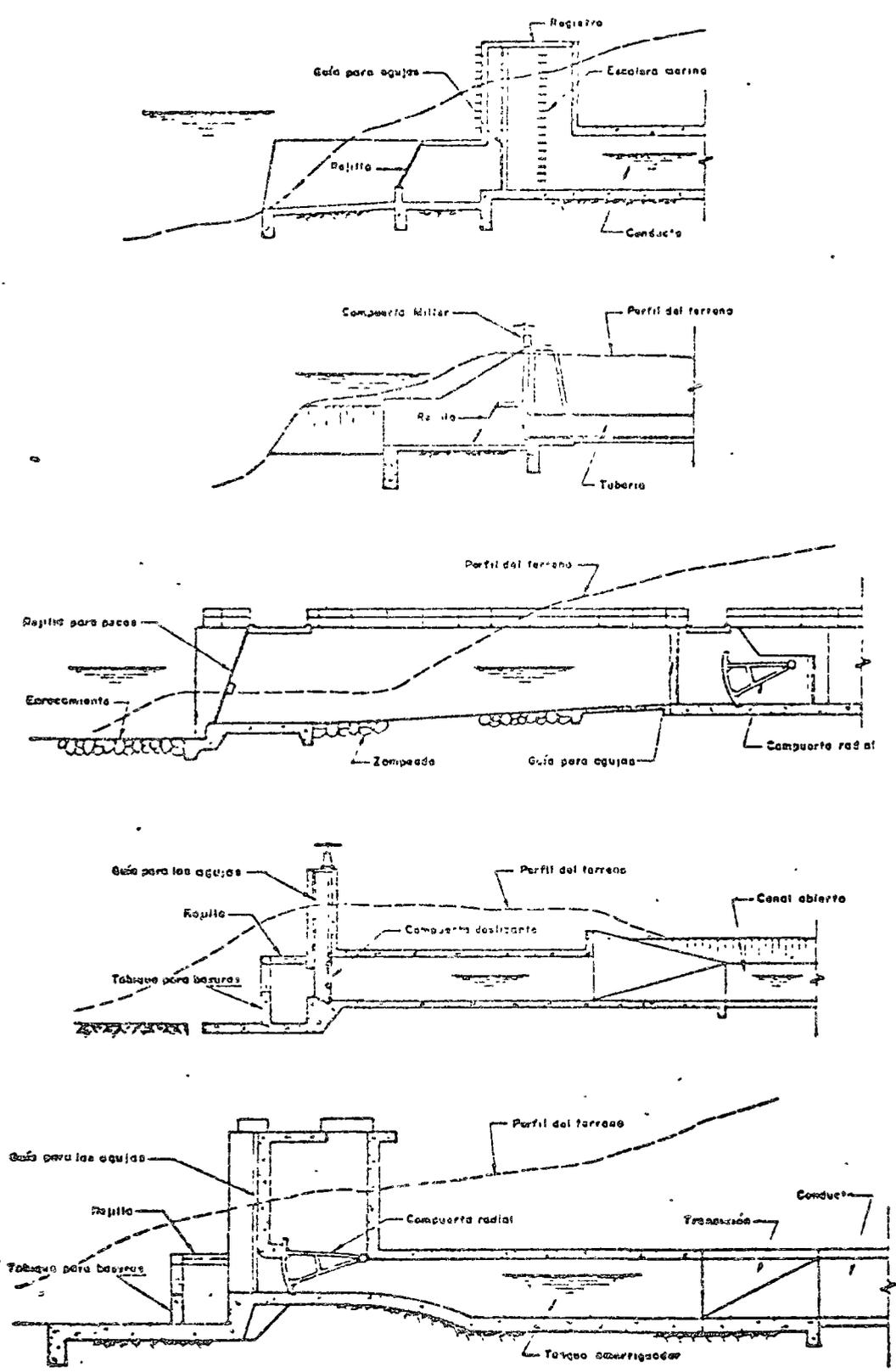


Fig. 1-3.—TOMAS DIRECTAS - Casos típicos

Estructura de entrada.- Constituye la entrada del agua y sirve de apoyo a las rejillas, aloja también los sistemas de control.

Rejillas.- Estas pueden ser de diferente forma dependiendo su abertura del tamaño de los cuerpos que se deseen retener y del gasto y características del sistema de bombeo.

Controles.- Prácticamente consiste en una o unas compuertas para impedir el paso del agua a los cárcamos y poder en esta forma hacer el servicio de limpieza y mantenimiento.

Conducto.- La conducción del líquido al cárcamo se puede hacer por medio de a) Canales abiertos, b) Túneles, c) Conductos cerrados, desde el punto de vista hidráulico es conveniente que la conducción trabaje como canal y con régimen tranquilo.

6.- OBPA DE DESCARGA

Puede decirse que la descarga de una planta de bombeo comprende todos los elementos que se requieren para conducir el agua desde la salida de la bomba hasta donde se inicia su distribución. La descarga de una planta comprende: Tubería y tanque de descarga.

Tubería de descarga

Cuando la descarga es corta prácticamente no se requiere ninguna instalación especial.

Si la tubería es larga, la bomba debe estar dotada de "trinquete de retroceso" y de una válvula "Duocheck" para absorber el golpe

de ariete que se presenta en un paro súbito.

Tanque. Puede tener una capacidad reguladora dependiendo de la diversidad de las demandas.

7.- SUBESTACION ELECTRICA

En los casos en que es empleada la energía eléctrica para mover las bombas, es necesario instalar una subestación eléctrica, la cual tiene por objeto cambiar las características de la energía aprovechada, es decir transformar la tensión de la línea de alta a baja.

La Subestación consta de:

Transformador

Seccionador

Cuchillas fusibles

Aparta rayos

Equipo de medición

Si el sistema consiste en varias bombas se tiene la necesidad de construir una caseta de control.

EQUIPO DE BOMBEO

DATOS PARA COTIZACION

Nombre del proyecto	Municipio y estado	Fecha
ALTERNATIVA No. _____		
1.- Fuente de captación _____		
2.- Características notables del agua _____		
3.- Destino del agua _____		
4.- Altitud del sitio de bombeo _____		m.
5.- Tiempo máximo de bombeo _____		hrs.
6.- Capacidad de la planta _____		m ³ /seg.
7.- Número de bombas _____		
8.- Capacidad de cada bomba _____		m ³ /seg.
9.- Tipo de bomba _____		
10.- Sumergencia mínima disponible _____		m.
11.- Carga neta de succión positiva (C.N.S.P) disponible _____		m.
12.- Separación entre ejes de bombas (S) _____		m.
13.- Nivel del agua en la succión, mínimo extraordinario _____		m.
14.- Nivel del agua en la succión mínimo normal _____		m.
15.- Nivel del agua en la descarga _____		m.
16.- Carga estática total _____		m.
17.- Pérdidas de energía en el sistema _____		m.
18.- Carga total de bombeo _____		m.
19.- Longitud de la tubería de descarga _____		m.
20.- Diámetro y clase de tubería de descarga _____		m.
21.- Diámetro máximo de la columna de succión _____		m.
22.- Diámetro de la descarga individual _____		m.
23.- Tipo de cabezal de descarga _____		
24.- Longitud aproximada de la columna de succión _____		m.
25.- Diámetro máximo del tazón _____		m.
26.- Número máximo de pasos _____		
27.- Paso de esfera mínimo _____		m.
28.- Eficiencia mínima de la bomba _____		
29.- Velocidad de rotación máxima _____		R.P.M.
30.- Tipo de motor _____		
31.- Energía disponible _____		
32.- Croquis o plano del sistema de bombeo, anexo		

1.2.- TUNELES

En las excavaciones subterráneas en terrenos permeables o en aquellos que tienen soluciones cársticas, es muy común, que se tengan problemas de manejo de agua producto de las infiltraciones dentro de la cavidad excavada, los gastos de aportación están sujetos a condiciones aleatorias que dependen de diversas causas como la permeabilidad del terreno, la estratificación del mismo, su morfología o por causas externas como el paso por debajo de una corriente y también de la precipitación pluvial de la zona.

Para la correcta planeación del equipo de bombeo de una excavación subterránea es indispensable contar con un estudio geohidrológico de la zona donde se localice ésta, de la bondad y confiabilidad del estudio dependerá en gran parte su eficacia. Conociendo el gasto probable por metro lineal excavado se podrá determinar el tipo de bombas que sean suficientes para su control.

El control del agua en las excavaciones subterráneas puede ser tan simple que puede solucionarse por bombas de accionamiento neumático (becerros) o sumergibles de accionamiento eléctrico tipo Flyght o de diafragma, con las que se bombea el sobrante de agua utilizada para la barrenación y algún pequeño gasto producto de las filtraciones, su selección no presenta problema pues con la ayuda de los catálogos se logra.

El problema de bombeo en túneles está en proporción directa de su longitud, pendiente y sección transversal. El manejo del agua es relativamente fácil cuando el ataque de la excavación se hace en contra pendiente, pues lo único que deberá hacerse es calcular la sección del dren capaz de conducir el agua a la boca del túnel. Cuando el ataque se hace a favor de la pendiente el agua tendrá que conducirse mediante tubería y por consiguiente se usarán bombas para impulsarla.

En túneles muy largos y con un programa de ejecución determinado es necesario atacarlo por varios frentes para lo cual se excavarán lumbreras o cruceros dependiendo de la topografía del sitio; la localización de estas excavaciones auxiliares dependerá de un estudio económico y lógicamente se ajustará a la topografía.

El tipo de bombas que se utilicen en el interior de un túnel es muy conveniente que sean autocebantes pues así se ahorra mucho tiempo al ponerlas en operación, ahora bien si no se cuenta con este tipo de bombas, la instalación de las bombas no autocebantes se procurará que permita la fácil carga.

En la exposición que se hará el día 22 se tratará de el problema que se tuvo en el túnel para el drenaje de la Ciudad de México y en el se presenta la solución que se dió tanto en la selección de las bombas como en la localización de las galerías de bombeo.

De la experiencia personal obtenida a través de muchos años de ejecutar obras subterráneas puedo afirmar que la presión hidrostática teórica, determinada por la diferencia de elevaciones entre el nivel freático y el nivel de la excavación, no presenta problema ya que es contrarrestada por la fricción y solamente se debe tomar en consideración cuando se cruce una falla que establezca una fácil vía de agua.

Mientras no se encuentran otros métodos económicos y prácticos para perforar la roca se seguirán usando los equipos de perforación a base de percusión con accionamiento neumático y para estos se requiere el uso del agua, tanto para el enfriamiento de la barrena como para la extracción del desperdicio de roca. Un cálculo conservador del gasto requerido para esto es de un litro por segundo por máquina en operación con una presión de $1-1.5 \text{ kg/cm}^2$,

La conducción del agua hasta el frente es recomendable hacer la tubería de 2"Ø para evitar pérdidas de presión por la fricción.

ABASTECIMIENTO DE AGUA PARA LA PERFORACION

La fuente de abastecimiento del agua que se utiliza para la perforación puede ser:

- a) Una corriente de agua permanente
- b) Una corriente de agua de escurrimiento pluvial
- c) De pozos

d) De un tanque de almacenamiento.

a) Corriente de agua permanente.

Cuando se vaya a utilizar el agua de una corriente de agua permanente se deberá tomar los datos que se dicen en la pág. 6 de estos apuntes.

Como el gasto requerido es muy bajo, 1 litro por segundo por máquina y su utilización dependerá del ciclo de avance del túnel es recomendable instalar un depósito o construir un tanque que sirva como regulación.

Dependiendo de la carga total que se tenga que vencer será la selección del tipo de bomba ya sea centrífuga o reciprocante, su operación será intermitente, dependiendo de la capacidad del almacenamiento.

Si la demanda es pequeña y se cuenta con un depósito grande se podrá usar hasta un ariete hidráulico.

Como este tipo de bomba es muy poco conocida en estas épocas. Se hará una somera descripción.

El ariete hidráulico constituye una forma de bomba de impulsión en la que el agua es elevada por la aplicación periódica y repentina de fuerza que se suspende también repentinamente.

En esta bomba una válvula de pulsación o válvula de escape se

abre automáticamente, bien sea por gravedad o por un resorte - propiamente aplicado. El agua en el tubo de conducción escapa por ésta válvula, adquiriendo tal velocidad que en un corto tiempo produce fricción suficiente para cerrar dicha válvula repentinamente, produciendo de este modo un impacto o impulso que, propiamente aplicado, abre la válvula que impide el retroceso y descarga una cierta cantidad de agua en una cámara de aire y un tubo de conducción. Al suprimirse el impulso, la válvula de pulsación se abre de nuevo, la válvula que impide el retroceso se cierra y se repite el ciclo.

Debido a misma naturaleza de este trabajo, se desarrolla golpe de ariete excesivo en esta clase de bomba, produciendo fuertes presiones en el tubo que se emplea en tal instalación.

Como la operación de esta bomba es automática y la energía la proporciona la misma agua, su costo de operación es nulo, a cambio de esto su eficiencia es bajísima pues para bombear con litro por segundo se requiere desperdiciar tres o cuatro, este tipo de bombas se utilizó mucho en el tiempo en que los ferrocarriles se movían con máquinas de vapor.

b) Corriente de agua pluvial.

Cuando no se cuenta con una corriente de gasto permanente, se tendrá que resolver el problema, mediante un embalse.

c) En regiones áridas, se tendrá que perforar un pozo y de allí bombear el agua, la selección del tipo de bomba lo

verán ustedes en las demás clases o en el Ing. J.J. Schmitter que me seguirá.

Cuando se tenga que acarrear el agua el problema se resuelve a base de tanques de depósito, si no se puede tener una carga estática que impulse el agua al interior se tendrá que instalar una bomba que proporcione este impulso.

1.4.- AGUAS NEGRAS

19-7. Bombeo de las aguas negras. En muchas comunidades, la topografía es tal que se requiere el bombeo de las aguas negras. Si las pendientes del terreno son menores que las que se necesitan para proporcionar una velocidad adecuada al conducto, éste, progresivamente, será más profundo y puede necesitarse bombear las aguas negras hasta un nivel más alto para evitar excavaciones. Esta condición ocurre con bastante frecuencia cerca del punto de descarga, en el cuerpo de agua que recibe las aguas negras. El bombeo también se necesitará si las aguas negras deben conducirse sobre una parte alta, y se necesita, con frecuencia, en las plantas de tratamiento para proporcionar carga suficiente para la operación de la planta.

El mejor tipo para la bomba de aguas negras es una bomba de voluta con dos álabes impulsores y grandes conductos de paso para reducir al mínimo las obturaciones. Una bomba de aguas negras con una entrada de 6 plg pasará sólidos blandos de 4 plg. Sin embargo es recomendable instalar adelante de la bomba una rejilla de barras, y si las aguas negras contienen mucha arena, una cámara especial desarenadora, las cuales prolongarán la duración de los impulsores. Generalmente, las bombas para aguas negras pueden desarmarse con facilidad, a fin de facilitar también su limpieza.

Una estación de bombeo de aguas negras debe tener como mínimo dos bombas y alguna fuente de energía auxiliar para poder dar y mantener un servicio continuo en el caso de descomposturas de la bomba o de la fuente de energía. Los motores eléctricos

cos son la fuente de energía más común, y, generalmente, se usan motores de combustión interna como auxiliares. Si sólo se instalan dos bombas en una estación, cada una debe tener una capacidad igual al gasto máximo anticipado. Generalmente, hay una variación amplia entre el gasto mínimo y el máximo, y, con frecuencia, es ventajoso instalar tres o más bombas para permitir así una operación más eficiente. Es conveniente instalar las bombas en un cárcamo seco con sus tuberías de succión abajo del nivel más bajo de aguas negras en el cárcamo húmedo adyacente, con el objeto de eliminar la necesidad de hacer el cebado de las bombas. La operación de las bombas puede controlarse automáticamente con un flotador instalado en el cárcamo húmedo.

Con frecuencia se utilizan eyectores neumáticos para elevar las aguas negras desde los cárcamos de los edificios. El eyector consta de un tanque hermético al cual fluye por gravedad el agua negra y del cual esa misma agua se fuerza automáticamente cuando se haya acumulado el volumen suficiente para elevar un flotador y abrir la válvula de admisión del aire comprimido.

EQUIPO DE BOMBEO

DATOS PARA COTIZACION

Nombre del proyecto _____

Municipio y estado _____

Fecha _____

ALTERNATIVA No. _____

- | | |
|--|----------------------|
| 1.- Fuente de captación _____ | |
| 2.- Características notables del agua _____ | |
| 3.- Destino del agua _____ | |
| 4.- Altitud del sitio de bombeo _____ | m. |
| 5.- Tiempo máximo de bombeo _____ | hrs |
| 6.- Capacidad de la planta _____ | m ³ /seg. |
| 7.- Número de bombas _____ | |
| 8.- Capacidad de cada bomba _____ | m ³ /seg. |
| 9.- Tipo de bomba _____ | |
| 10.- Sumergencia mínima disponible _____ | m. |
| 11.- Carga neta de succión positiva (C.N.S.P) disponible _____ | m. |
| 12.- Separación entre ejes de bombas (S) _____ | m. |
| 13.- Nivel del agua en la succión, mínimo extraordinario _____ | m. |
| 14.- Nivel del agua en la succión mínimo normal _____ | m. |
| 15.- Nivel del agua en la descarga _____ | m. |
| 16.- Carga estática total _____ | m. |
| 17.- Pérdidas de energía en el sistema _____ | m. |
| 18.- Carga total de bombeo _____ | m. |
| 19.- Longitud de la tubería de descarga _____ | m. |
| 20.- Diámetro y clase de tubería de descarga _____ | m. |
| 21.- Diámetro máximo de la columna de succión _____ | m. |
| 22.- Diámetro de la descarga individual _____ | m. |
| 23.- Tipo de cabezal de descarga _____ | |
| 24.- Longitud aproximada de la columna de succión _____ | m. |
| 25.- Diámetro máximo del tazón _____ | m. |
| 26.- Número máximo de pasos _____ | |
| 27.- Paso de esfera mínimo _____ | m. |
| 28.- Eficiencia mínima de la bomba _____ | |
| 29.- Velocidad de rotación máxima _____ | r.p.m. |
| 30.- Tipo de motor _____ | |
| 31.- Energía disponible _____ | |
| 32.- Croquis o plano del sistema de bombeo, anexo | |

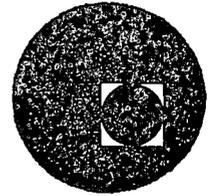
BIBLIOGRAFIA

- Tyler G. Hicks. Bomba. Su Selección y Aplicación
G.E.C. S.A 10a. Impresión
- Zubicaray Bombas. Teoría diseño y Aplicación
LINUSA 2a. Edición.
- Francini y Linsley . Ingeniería de los Recursos Hidráulicos.
- S.R.H. Proyectos de Plantas de Bombeo
- ARMCO Manual de Aprovechamientos de --
Agua 1941.

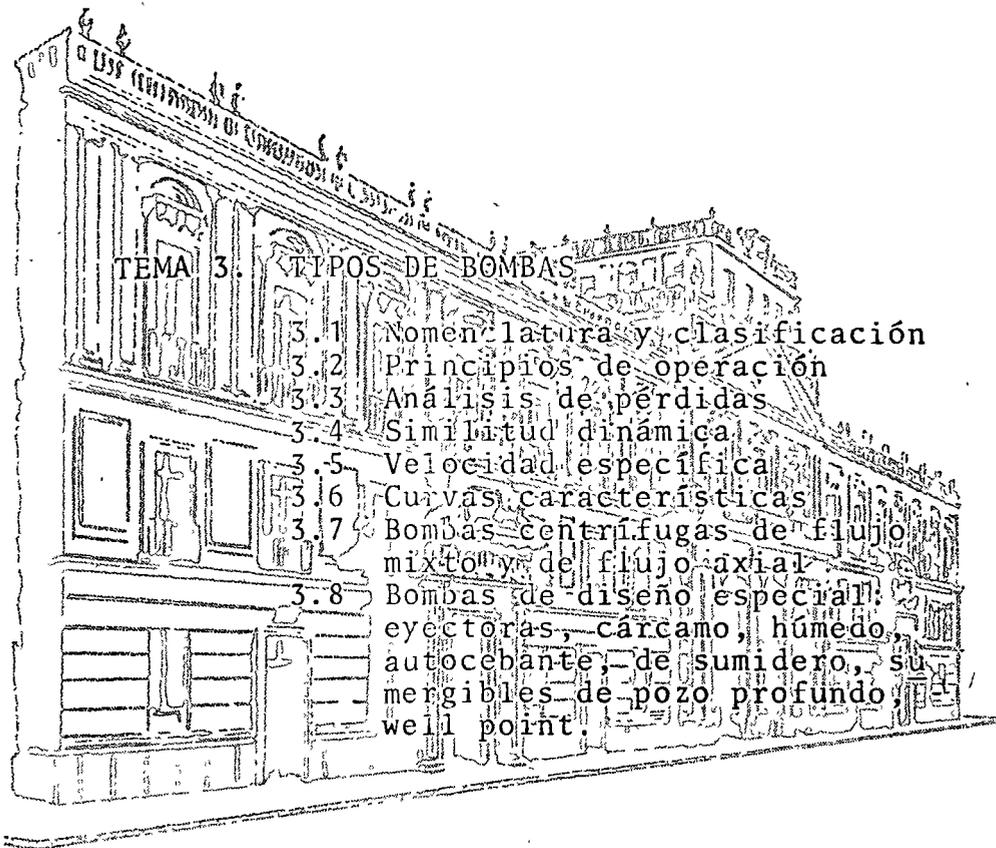




centro de educación continua
división de estudios superiores
facultad de ingeniería, unam



SELECCION Y OPERACION DE BOMBAS DE AGUA Y SISTEMAS DE BOMBEO



ING. JUAN MARTINEZ
Marzo, 1976

Palacio de Minería
Tacuba 5, primer piso. México 1, D. F.
Tels.: 521-40-23 521-73-35 5123-123



Por: ING. JUAN MARTINEZ GARCIA.

3-1-1-INTRODUCCION.

Gracias a los sistemas de bombeo ha sido posible que el desarrollo de la civilización se haya incrementado considerablemente, no sólo cerca de lagos, ríos y manantiales, sino que también lejos de éstos, permitiendo la creación de vastas zonas productivas y pobladas que - anteriormente se consideraban inhabitables.

3-1-2- DEFINICION

Podemos definir a la bomba como una máquina capaz de adicionar energía a un fluido para moverlo de un lugar a otro.

3-1-3 CLASIFICACION

Debido a la gran evolución de los equipos de bombeo, existe una gama muy amplia de variedades y modificaciones de los siguientes tipos básicos:

- a) Alternativas ó de pistón
- b) Rotativas,
- c) Centrífugas y
- d) Especiales.

Estos tipos se detallan en los cuadros Fig. (1) y Fig. (2) del Instituto de Hidráulica y de la ANIBIAC.

Como los objetivos del curso son capacitar a profesionistas para el estudio, proyecto, construcción, operación y conservación de sistemas de bombeo, aplicables al abastecimiento de agua potable, riego, disposición de aguas negras, control de inundaciones y abatir niveles freáticos en algunas construcciones, describiremos con cierto detalle a los equipos de bombeo utilizados en estos servicios, es -

decir, a las bombas centrífugas.

Las bombas centrífugas se agrupan en varias clases de acuerdo con la dirección del flujo, el número de pasos, el tipo de carcasa, la posición de la flecha y el tipo de succión. Por cuanto a la dirección del flujo pueden ser:

De flujo radial (Fig. 3)

De flujo mixto (Fig. 4)

De flujo axial (Fig. 5)

Las bombas de flujo radial desarrollan la presión (carga) principalmente por la fuerza centrífuga y tienen impulsores angostos, de velocidad específica baja (4200 para las de succión simple y 6000 para las de doble succión, como máximo.) Estas bombas proporcionan capacidades chicas y cargas altas.

En una bomba de flujo mixto, la carga se crea por la fuerza centrífuga en combinación con el impulso de los álabes sobre el líquido. Sus impulsores, que cambian el flujo de axial a radial, tienen una velocidad específica de 4200 a 9000. Son bombas para cargas y capacidades intermedias.

Las bombas de flujo axial, llamados también de propela, se caracterizan por que su velocidad específica es mayor de 9000 y además la carga que desarrollan se debe al impulso del líquido por las aspas. Proporcionan cargas pequeñas y capacidades grandes.

Tomando en cuenta el número de pasos se clasifican en:

Bombas de un solo paso (Fig. 6)

Bombas de varios pasos (Fig. 7)

Por el tipo de carcasa, pueden ser:

Bomba tipo voluta (Fig. 8)

Bomba de carcasa tipo circular (Fig. 9)

Bomba de carcasa tipo difusor (Fig. 10)

Considerando la posición de la flecha (eje) la bomba será:
Horizontal (Fig. 11)

Vertical cárcamo húmedo (Fig. 12)

Vertical cárcamo seco (Fig. 13)

Vertical autocontenida (Fig. 14)

Vertical Pozo profundo (Fig. 15)

Finalmente, si observamos el tipo de succión en el impulsor, la bomba se llamará:

Bomba de succión simple (Fig. 16)

Bomba de doble succión (Fig. 17)

3-2-0 PRINCIPIOS DE OPERACION

3-2-1) INTRODUCCION

Una masa de agua puede poseer energía debido a su altura, arriba de un plano determinado, ó debido a su velocidad. La primera es energía potencial mientras que la segunda es cinética. Un tipo de energía puede convertirse en el otro tipo bajo condiciones favorables.

La energía cinética impartida a una partícula de agua al pasar a través del impulsor es suficiente para causar que dicha partícula alcance una determinada altura.

El principio de una bomba centrífuga puede ilustrarse considerando una caída de agua en reposo desde una altura (H) sobre un plano determinado. Si permitimos que la caída sea libremente, sin fricciones, el agua golpearía a la superficie del plano de referencia con una velocidad determinada por la formula:

$$V = \sqrt{2 gH}$$

V = Velocidad (m/s)

g = Aceleración de la gravedad (9.81 m./s²)

H = Altura de la caída (m)

Si la caída es de 100 m, la velocidad podrá ser 44.2 m/s, Si invertimos el sentido del flujo, con una velocidad de 44.2 m/s, el agua podrá llegar a una altura de 100 m. Este valor presupone la no existencia de pérdidas en energía debido a la fricción con el aire.

Lo anterior es una similitud de la función de una bomba centrífuga, dar al agua la velocidad necesaria en la periferia del impulsor. También se puede decir que la bomba centrífuga está basada en el primer principio de la Termodinámica: La energía ni se pierde ni se destruye sólo se transforma.

3-2-2 DESCRIPCION DE LA OPERACION

En la figura (18) se muestran, en una forma singular, los elementos que intervienen en una bomba centrífuga (C.D.E.F.R.)

A.- Fuente de abastecimiento (depósito de agua)

B.- Interconexión entre (A) y la bomba

C.- Entrada del impulsor

D.- Impulsor

E.- Ducto (Vena) del impulsor (formado por dos álabes y las paredes del impulsor).

F.- Carcaza de la bomba

R.- $\frac{1}{2}$ DIAMETRO DEL IMPULSOR

G.- Válvula en la descarga (elemento de regulación).

P.- Potencia exterior.

Debemos de establecer que entre A/B/C y D no hay fugas.

En este sistema pueden presentarse varios casos.

1º.- Nivel del agua en (A) superior al del ducto (E) y válvula abierta (G): Existe un flujo desde (A) hasta (G) debido a la carga estática, pero no hay movimiento en el impulsor (D) porque todas las presiones dentro de éste se ejercen radialmente.

2º.- Si permanece la válvula (G) abierta y transmitimos un giro al impulsor, mediante una potencia exterior (P), las partículas de agua dentro del impulsor se moverán con trayectorias circunferencial y sometidas a una fuerza centrífuga, equivalente a carga adicional. Por otra parte, la tendencia del impulsor a vaciar el tubo de interconexión (B) tiene como resultado una reducción en la presión a la entrada (C) y por consiguiente un incremento de la carga efectiva en dicha entrada (C), por esta razón el caudal de entrada se mantiene igual al caudal de salida.

3º.- Cuando el nivel del agua es inferior al del impulsor, pero la interconexión, el impulsor y la carcasa, están llenos de agua (no hay aire), es posible el bombeo y por tanto la presión en la entrada (c) será inferior a la atmosférica. El tubo de interconexión (B) trabaja como una columna barométrica en la que el agua se eleva debido a la presión atmosférica ejercida sobre la superficie del agua en el depósito. A la diferencia entre el nivel del centro del impulsor y la superficie A, se le llama altura de succión.

La presión atmosférica es igual a 10.34 m. de carga y teóricamente la bomba podría operar cuando la presión en la entrada (c) del impulsor llegará a reducirse a cero.

Las alturas de succión reales, son menores a 10.34 m, considerándose como límite aceptable 3.50 m.

4º.- Considerando que la bomba opera a velocidad constante y la válvula (G) se cierra: En este caso no habrá flujo pero el agua girará con el impulsor (D) y la presión, dentro de éste y de la carcasa, se incrementará hasta alcanzar un valor correspondiente a la velocidad de rotación. Sí, gradualmente, se abre la válvula, el caudal aumentará desde cero hasta que el rendimiento de la bomba alcance su máxima eficiencia. Al continuar abriendo la válvula más allá del rendimiento óptimo, el caudal se incrementará, pero con una disminución en la eficiencia.

Teóricamente, pueden establecerse las relaciones entre velocidad (N), Caudal (Q), carga (H) desarrollada por la bomba, potencia (P) y eficiencia (E) para diferentes diseños y luego comprobarse por medio de pruebas. En otras palabras, la teoría nos proporciona las relaciones básicas y las pruebas los valores absolutos que nos permiten hacer la evaluación de su comportamiento.

3-2-3 EFICIENCIA DE LA BOMBA

Para que una bomba proporcione un caudal (Q), debe desarrollar la carga (H) necesaria para mantener el flujo entre la fuente de abastecimiento y la bomba y entre ésta y el punto de suministro. Esta carga puede semejar a una altura a la que debe elevarse la fuente de abastecimiento para mantener el caudal sin necesidad de la bomba. La carga total incluye: Carga estática, carga de velocidad, carga de presión (diferencia entre la presión del punto de suministro y la fuente de abastecimiento) y la pérdida de carga por fricción. La potencia hidráulica u obtenida, desarrollada por la bomba, es igual al producto del peso (W) del caudal (Q) por unidad de tiempo y la carga total proporcionada por la bomba (H), ó sea;

$$P_H = QWH$$

Por otra parte, para que la bomba pueda operar, es necesario que se le suministre una potencia correspondiente al trabajo desarrollado por la bomba, más la requerida para vencer las pérdidas dentro de dicha bomba (mecánica, hidráulicas, etc.) Esta potencia alimentada es igual al producto del momento de torsión (T) y la velocidad de rotación (W) aplicados a la flecha, ó sea:

$$P_a = TW\omega$$

La eficiencia de una bomba se define como la relación entre la Potencia hidráulica y la potencia alimentada, es decir:

$$E = \frac{P_H}{P_a} = \frac{QWH}{TW\omega}$$

3-2-4 CARGA TOTAL TEORICA EN LA CARCASA, DESARROLLADA POR LA BOMBA.

Refiriéndonos nuevamente a la figura (18) y considerando la válvula (G) cerrada y la bomba en operación, de tal suerte que el agua gire dentro del impulsor sin desplazamiento radial, se creará una presión.

de orden creciente y debido a la fuerza centrífuga que se puede evaluar en la siguiente forma:

Tomemos un elemento de masa dm , con movimiento circular en una trayectoria de radio r y con una velocidad periférica constante $u = wr$, donde w es la velocidad angular del impulsor.

Por otra parte:

$$dm = \rho \cdot A \cdot dr$$

Donde:

ρ = masa específica del fluido

A = área transversal del elemento dm .

dr = Longitud radial del elemento dm .

Además, la fuerza centrífuga que actúa sobre el elemento dm es:

$$\begin{aligned} dF &= dm \frac{u^2}{r} \\ &= \frac{WA \, dr \, w^2 \, r^2}{r} \\ &= \frac{WA \, w^2 \, r \cdot dr}{g} \end{aligned}$$

Como no hay desplazamiento radial del elemento dm , la fuerza centrífuga, dF , debe ser contrarrestada por otra fuerza igual y opuesta que actúe sobre la misma masa dm . Esta fuerza será igual a la diferencia de presión, dp , que actúa sobre la cara superior e inferior (A) del elemento de masa dm , por tanto se tiene:

$$dp \cdot A = dF$$

$$dp = \frac{dF}{A}$$

$$\text{Pero: } dF = \frac{WA w^2 r \cdot dr}{g}$$

$$\text{Luego: } dp = \frac{W w^2 r \cdot dr}{g}$$

O sea hay un aumento en la intensidad de la presión, en dirección radial y de magnitud dp , sobre una distancia dr , radial,

El incremento total de la presión, desde el eje del impulsor hasta la periferia del mismo, se obtiene con la integración de dP , entre los límites $r = 0$ y $r = R$ (radio del impulsor).

Por lo tanto:

$$P = \int dP = \frac{W \omega^2}{g} \int_{r=0}^{r=R} r \cdot dr$$

$$P = \frac{W}{2g} (\omega^2 R^2)$$

Si, $\omega R = u$, velocidad periférica del impulsor, se tiene:

$$P = W \frac{u^2}{2g}$$

O también

$$\frac{P}{W} = \frac{u^2}{2g}$$

Que es la carga de presión expresada como columna del líquido, ó sea:

$$h = \frac{P}{W}$$

$$h = \frac{u^2}{2g}$$

Es decir, la carga de presión en la carcasa, cuando el escurrimiento

es nulo, es igual a la carga de velocidad correspondiente a la velo-

cidad periférica del impulsor y por lo tanto, su carga total será la

suma de la carga de presión más la carga cinética, debida al despla-

zamiento periférico de las partículas del agua. Luego entonces:

$$H_{\text{Tot.}} = \frac{P}{W} + \frac{u^2}{2g}$$

$$= \frac{2u^2}{2g}$$

$$H_{\text{Tot.}} = \frac{u^2}{g}$$

Por supuesto, en este caso, la potencia hidráulica (P_H) es nula porque

no hay flujo: la eficiencia (E) es cero y la potencia Alimentada (P_a) es la necesaria para vencer la resistencia al giro del impulsor.

3-2-5) EFICIENCIA TEORICA DE LA BOMBA

Con el propósito de establecer las relaciones teóricas entre la carga, el caudal y la potencia durante el bombeo, describiremos el comportamiento de una bomba de un paso, succión simple é impulsor cerrado, (Fig (19)), Supondremos una eficiencia del 100%.

Cuando la bomba está en operación, el agua entra al ojo (c) del impulsor y es empujada, por la rotación, hacia afuera (en un plano perpendicular al eje) entre los álabes hasta llegar a la carcasa (d) y al tubo de descarga. Los empaques (p) evitan las fugas entre el eje y la carcasa.

Como el agua pasa a través del impulsor y al mismo tiempo gira, su velocidad absoluta (V) está compuesta por su velocidad relativa (v) con respecto al impulsor y la velocidad (u) de éste. A la entrada del impulsor, V_1 es la suma vectorial de v_1 y u_1 y a su salida, V_2 es la suma vectorial de v_2 y u_2 . La dirección de la velocidad relativa (v) es tangencial a la superficie de los álabes, tanto a la entrada como a la salida y siempre alejándose del eje. La velocidad (u) de cualquier punto del impulsor es tangencial a la trayectoria circular que describe al girar.

Si observamos los diagramas de vectores en la fig. (19), se tiene

$$V_1^2 = v_1^2 + u_1^2 - 2 v_1 u_1 \cos \beta_1$$

$$Y \\ V_2^2 = v_2^2 + u_2^2 - 2 v_2 u_2 \cos \beta_2$$

Siendo sus componentes radiales y tangenciales:

$$\text{Para } V_1 : \quad Vr_1 = v_1 \sin \beta_1 \quad (\text{radial})$$

$$\begin{aligned} Vt_1 &= S_1 = V_1 \cos \alpha \\ &= u_1 - v_1 \cos \beta_1 \quad (\text{tangencial}) \end{aligned}$$

Para : V_2 : $V_{r2} = v_2 \sin \beta_2$ (radial)

$$\begin{aligned} V_{t2} &= S_2 = v_2 \cos \alpha_2 \\ &= u_2 - v_2 \cos \beta_2 \text{ (tangencial)} \end{aligned}$$

De estas expresiones, nos interesan las componentes tangenciales S_1 y S_2 porque forman parte del efecto de momento de torsión.

Por otra parte la masa de agua bombeada por segundo es:

$$M = \frac{QW}{g}$$

Y la componente tangencial de la cantidad de movimiento de la masa a la entrada es MS_1 , equivalente a una fuerza actuando en la dirección de rotación y que produce un momento de torsión o efecto par-motor $MS_1 r_1$. Por similitud, a la salida, se tiene:

MS_2 = Componente tangencial de la cantidad de movimiento de la masa

$MS_2 R$ = Momento de torsión par-motor.

La diferencia de los dos momentos de torsión, es igual al momento de torsión suministrado por el impulsor, ó sea:

$$T = M (S_2 R_2 - S_1 r_1)$$

Y el trabajo realizado por el impulsor, sobre el agua, es el momento de torsión multiplicado por el desplazamiento angular a través del cual se aplica el momento.

Para una revaluación completa se tendrá el siguiente trabajo:

$$2\pi T = 2\pi M (S_2 R_2 - S_1 r_1)$$

Por otra parte, la potencia alimentada (P_a) es la razón de producir trabajo, y la potencia hidráulica, suministrada por el impulsor, es el trabajo por revolución, multiplicado por el número de revoluciones por unidad de tiempo.

Si (N) es el número de revoluciones por minuto, la potencia hidráulica (P_H) es:

$$P_H = \frac{(2 \pi N)}{60} T$$

Pero:

$$\frac{2 \pi N}{60} = \omega$$

Luego:

$$P_H = T\omega = M (S_2 R \omega - S_1 r_1 \omega)$$

Además:

$$\omega r = u$$

Por lo tanto: $P_H = M (S_2 u_2 - S_1 u_1)$

Como nuestro punto de partida fué considerar una eficiencia del 100% es decir:

$$P_a = P_H = QWH$$

$$P = QWH$$

Por consiguiente, en teoría, la carga desarrollada por la bomba es:

$$\begin{aligned} H &= \frac{P}{QW} \\ &= \frac{M}{QW} (S_2 u_2 - S_1 u_1) \end{aligned}$$

que sustituyendo

$$\frac{M}{QW} = \frac{1}{g}$$

Nos queda: $H = \frac{1}{g} (S_2 u_2 - S_1 u_1)$

En esta expresión, H será máxima si $S_1 u_1 = 0$, es decir, cuando el impulsor sea diseñado de tal manera que el agua entre en dirección radial por lo que $S_1 = 0$. En general esto se cumple, quedando las expresiones anteriores:

$$P = M (S_2 u_2)$$

$$H = \frac{1}{g} (S_2 u_2)$$

Estas ecuaciones son las expresiones fundamentales para describir el

comportamiento de una bomba centrífuga:

3-2-6) CURVAS TEORICAS CARGA (H) CAPACIDAD (Q).

La relación entre la carga (H) y la capacidad (Q), es de las características más importantes de una bomba centrífuga.

Observando las ecuaciones fundamentales y los diagramas de los vectores de la Fig. 19, se tiene:

$$H = \frac{u_2^2}{g} (S_2)$$

$$\text{Pero: } S_2 = u_2 - v_2 \cos \beta_2$$

$$\text{Luego: } H = \frac{u_2^2}{g} (u_2 - v_2 \cos \beta_2)$$

Por otra parte, la velocidad relativa (v_2) del agua varía directamente con la capacidad (Q),

Por consiguiente, para una velocidad constante (u_2) del impulsor, la carga (H) variará de acuerdo con el valor de ($- v_2 \cos \beta_2$)

Si $\beta_2 = 90^\circ$, impulsor con álabes radiales ($- v_2 \cos \beta_2$) = 0 y por tanto la carga (H), teóricamente, no varía con la capacidad (Q).

si $\beta_2 < 90^\circ$, impulsor con álabes inclinados hacia atrás, $\cos \beta_2 > 0$ y ($- v_2 \cos \beta_2$) < 0 ; por lo que la carga (H) disminuye a medida que la capacidad (Q) aumenta.

Si $\beta_2 > 90^\circ$, impulsor con álabes inclinados hacia adelante en la dirección de la rotación, $\cos \beta_2$ es negativo y ($- v_2 \cos \beta_2$) > 0 ; por lo tanto la carga (H), teóricamente, aumenta con la capacidad (Q).

En la figura 20, se muestran las curvas teóricas carga (H) capacidad (Q), de los tres casos analizados anteriormente, ver líneas descontínuas (A' B' y C') y las probables reales como líneas llenas y curvas (A, B y C).

3-3-1) INTRODUCCION

En el inciso (3-2-3) vimos que la eficiencia de una bomba (E) se define como:

$$E = \frac{P_H}{P_a} = \frac{QWH}{TWA}$$

En donde $P_H < P_a$ y por lo tanto $E < 100\%$

La eficiencia no podrá ser igual al cien por ciento debido a las pérdidas de energía dentro de la bomba que pueden ser de origen mecánico é hidráulico.

La eficiencia (E) total de una bomba puede expresarse, también, en función de las eficiencias parciales por la clasificación de las pérdidas de energía, ó sea:

$$E = E_m \times E_r \times E_h$$

- En donde:
- E_m = Eficiencia mecánica
 - E_r = Eficiencia de recirculación
 - E_h = Eficiencia hidráulica

En los sistemas de bombeo nos encontraremos normalmente con la eficiencia de la unidad de bombeo. (conjunto bomba+ motor) que se puede expresar como:

$$E_u = E_p \times E$$

- En donde:
- E_u = Eficiencia del conjunto
 - E_p = Eficiencia del motor, turbina, etc.
 - E = Eficiencia de la bomba.

3-3-2) PERDIDAS DE ENERGIA DE ORIGEN MECANICO.

Estas pérdidas se deben a la fricción entre el eje del impulsor y las chumaceras que lo sujetan; a la fricción entre el eje y el empaque o sello que evita las fugas del fluido; al desgaste entre las partes fijas y móviles, causado por el arrastre de la película de fluido atrapada

do en los espacios libres entre el impulsor y la carcasa. Estas pérdidas son derivadas por las características del diseño de la bomba, pero nunca podrán ser menores a un mínimo determinado; sin embargo, en bombas grandes las pérdidas mecánicas, en proporción con la potencia alimentada (P_a), son menores que en las bombas pequeñas, obteniéndose eficiencias mejores sobre todo para velocidades altas.

3-3-3 PERDIDAS DE ENERGIA POR LA RECIRCULACION DEL AGUA.

El caudal (Q) que proporciona una bomba es siempre menor al que fluye a través del impulsor, debido a la recirculación del líquido desde la zona de alta presión a la zona de baja presión de la carcasa. Esta recirculación se produce por los espacios libres que necesariamente quedan entre el impulsor y la carcasa. Como el impulsor tiene que manejar el caudal (Q) de la bomba más el caudal que se recircula (Q_r), necesariamente la potencia alimentada (P_a) será proporcional a ($Q + Q_r$) y la potencia obtenida será proporcional a (Q), de donde podremos deducir:

E_r = Eficiencia de recirculación

$$E_r = \frac{Q}{Q + Q_r}$$

E_r es muy próximo al 100% porque los espacios libres son muy pequeños y en ocasiones, las pérdidas por recirculación, se consideran nulas.

3-3-4) PERDIDAS DE LA ENERGIA POR CAUSAS DE ORIGEN HIDRAULICO.

Estas pérdidas originadas por la fricción del agua desde la entrada al impulsor hasta la salida de la carcasa, se pueden agrupar en dos conceptos principales:

- 1º.- Las pérdidas dinámicas, debidas al flujo a través del impulsor y la carcasa y
- 2º.- Las pérdidas por impacto, a la entrada y salida del impulsor, ocasionadas por un cambio brusco de la velocidad. La primera es pro-

porcional a la velocidad relativa del agua (v_2) y puede expresarse en función de la carga de velocidad.

$$h_f = K_1 \frac{v_2^2}{2g}$$

Donde:

h_f = Pérdidas por fricción

K_1 = Constante

$\frac{v_2^2}{2g}$ = Carga de velocidad

En la segunda, sólo consideraremos la pérdida a la salida del impulsor, donde hay un cambio fuerte de la velocidad, pues gran parte de la energía cinética es transformada a energía de presión en la carcasa. Esta pérdida puede expresarse al igual de lo que sucede en un aumento brusco de la sección de un tubo ó sea:

$$h_s = \frac{K_2}{2g} (V_2 - V_3)^2$$

En donde:

h_s = Pérdida a la salida del impulsor

K_2 = Constante

V_2 = Velocidad absoluta del agua a la salida del impulsor.

V_3 = Velocidad del agua en la carcasa

Si ahora relacionamos la carga desarrellada (H_o) por la bomba con la carga alimentada (H_i) y con las pérdidas h_f y h_s , se tiene:

$$H_o = H_i - (h_f + h_s)$$

Perc:

$$H_i = \frac{S_2 u_2}{g}$$

Entonces:

$$H_o = \frac{S_2 u_2}{g} - K_1 \frac{v_2^2}{2g} - K_2 \frac{(V_2 - V_3)^2}{2g}$$

$$= \frac{u_2}{g} (u_2 - v_2 \cos \beta_2) - K_1 \frac{v_2^2}{2g} - K_2 \frac{(v_2 - v_3)^2}{2g}$$

$$H_0 = \frac{u_2^2}{g} - \frac{u_2 v_2 \cos \beta_2}{g} - \frac{1}{2g} [K_1 v_2^2 + K_2 (v_2 - v_3)^2]$$

Considerando que:

u = es proporcional a la velocidad (N)

y

v_2, v_2 y v_3 son proporcionales al caudal (Q)

Por lo tanto, la expresion de (H_0) puede escribirse:

$$H_0 = C_1 N^2 - C_2 NQ - C_3 Q^2$$

Ecuación que representa una familia de curvas para diferentes valores de (N) y de (Q) y en donde: C_1, C_2 y C_3 son factores de diseño que dependen de las dimensiones de la bomba.

3-3-5) RELACION DE LAS PERDIDAS CON LAS CURVAS CARGA-CAUDAL Y POTENCIA-CAUDAL.

Existe una inter-dependencia entre las pérdidas y las curvas (H)-(Q) y (P) - (Q)

Si observamos el diagrama superior de la Fig. 21 podemos ver que:

- 1º.- La carga correspondiente a la potencia alimentada a 100% de eficiencia, se muestra con la curva de arriba, teniendo un valor de $H = \frac{u^2}{g}$ para caudal Q=0 y decreciendo conforme el caudal aumenta
- 2º.- Parte de la carga se pierde en la recirculación, turbulencia y fricción, representando la curva inferior a la carga remanente o carga correspondiente a la potencia (P_H) obtenida. Así mismo se observa que la turbulencia es máxima a medida que el caudal tiende a cero y disminuye cuando el gasto aumenta y las pérdidas hidráu-

licas con éste, proporcionalmente a su cuadrado (Q^2).

3º.- Existe un valor del caudal (Q) para el cual, la relación de pérdidas a carga desarrollada es mínima y la eficiencia es máxima. En estas circunstancias, los valores de la carga y de la capacidad, correspondientes al punto de máxima eficiencia representan la capacidad nominal de la bomba.

Si ahora enfocamos nuestra atención, al diagrama inferior de la Fig. 21, donde se representa a la potencia alimentada (P_a) al eje del impulsor para proporcionar diferentes caudales (Q), podemos observar:

1º.- Para un caudal $Q = 0$, la potencia alimentada será equivalente a las pérdidas mecánicas, de recirculación y de turbulencia.

2º.- Las pérdidas por turbulencia disminuyen a medida que aumenta el caudal (Q) hasta un punto determinado. Volviéndose a incrementar y con ellas las pérdidas por fricción, a medida que el caudal aumenta más allá de dicho punto.

3º.- El punto de máxima eficiencia se obtiene cuando la relación de pérdidas a potencia aplicada es mínima, o dicho de otra forma, cuando $E = \frac{P_H}{P_a}$, sea máxima.

Este punto corresponde a la capacidad nominal de la bomba.

3-4-0 HOMOLOGIA DE LAS BOMBAS CENTRIFUGAS

3-41-1 INTRODUCCION

Para que una bomba opere a máxima eficiencia, necesariamente sus pérdidas hidráulicas deben de ser mínimas, cumpliéndose esto cuando la velocidad absoluta del agua a la salida del impulsor tenga una dirección del flujo del impulsor a la carcasa con pérdidas pequeñas de carga.

Si observamos la Fig. 19, podemos apreciar que la velocidad absoluta del agua a la salida del impulsor (V_2), puede variar en magnitud y dirección, con los valores de la velocidad relativa (v) y de la velocidad periférica del impulsor (u_2) del impulsor. Por lo tanto, en una bomba eficiente, deberá mantenerse constante la dirección de (V_2) independientemente de (v_2) y (u_2). En otras palabras, un cambio de (u_2) debe ir acompañado por un cambio en (v_2) de tal suerte que el diagrama de vectores se mantenga geoméricamente semejante para todas las velocidades absolutas (V_2). Cuando esto se cumple, se dice que hay homología en las bombas.

3-4-2). RELACION ENTRE CAPACIDADES (Q) CARGAS (H) Y POTENCIAS (P) AL VARIAR LA VELOCIDAD (N) EN UNA BOMBA CON IMPULSOR A DIAMETRO CONSTANTE (D).

Bajo condiciones de homología deben cumplirse las relaciones siguientes:

Q es proporcional a $v_2 A$ en donde A = área de los ductos del impulsor y v_2 varía con N.

por lo tanto Q es proporcional a N.

$$y \frac{Q}{Q_1} = \frac{N}{N_1}$$

Luego: $Q = \left(\frac{N}{N_1} \right) Q_1$

H es proporcional a $S_2 u_2$, pero S_2 y u_2 varían con N por lo tanto H es proporcional a N^2 .

$$y \quad \frac{H}{H_1} = \left(\frac{N}{N_1} \right)^2$$

$$\text{Luego:} \quad H = \left(\frac{N}{N_1} \right)^2 H_1$$

P es proporcional a Q H, pero Q y H varían con N y N²

Luego: P es proporcional a N³

$$y \quad \frac{P}{P_1} = \left(\frac{N}{N_1} \right)^3 \quad \text{Luego} \quad P = \left(\frac{N}{N_1} \right)^3 P_1$$

Igualando los valores de $\frac{N}{N_1}$, se tiene:

$$\frac{N}{N_1} = \frac{Q}{Q_1} = \sqrt{\frac{H}{H_1}} = \sqrt[3]{\frac{P}{P_1}}$$

Lo cual podemos interpretar como la primer ley fundamental de las bombas homologas. Es decir, operar una bomba con velocidad variables y obtener diferentes capacidades, cargas y potencias demandadas.

3-4-3 RELACION ENTRE CAPACIDADES (Q), CARGAS (H) y POTENCIAS (P) AL VARIAR EL DIAMETRO (D) EN UNA BOMBA OPERADA A VELOCIDAD (N) CONSTANTE.

Haciendo el mismo razonamiento del inciso (3-4-2) se tiene que:

Q es proporcional a v₂A, pero v₂ y A varían con (D), por lo tanto Q, es proporcional a D². Sin embargo, como normalmente la variación de D se limita a un 20%, el perímetro del impulsor se mantiene casi igual y consiguientemente el valor de (A) se considera constante, siendo en este caso Q proporcional a (D)

$$y \quad \frac{Q}{Q_1} = \frac{D}{D_1}$$

$$\text{Luego:} \quad Q = \left(\frac{D}{D_1} \right) Q_1$$

H es proporcional a S₂ u₂, pero S₂ y u₂ varían con D, luego H es proporcional a D²

$$y \quad \frac{H}{H_1} = \left(\frac{D}{D_1} \right)^2$$

$$\text{ó también} \quad H = \left(\frac{D}{D_1} \right)^2 H_1$$

P es proporcional a QH, pero Q y H varían con D y D^2 , luego
P es proporcional a D^3

$$y \frac{P}{P_1} = \left(\frac{D}{D_1} \right)^3$$

$$\text{ó también } P = \left(\frac{D}{D_1} \right)^3 P_1$$

Igualando los valores de $\frac{D}{D_1}$, se tiene:

$$\frac{D}{D_1} = \frac{Q}{Q_1} = \sqrt{\frac{H}{H_1}} = \sqrt[3]{\frac{P}{P_1}}$$

Estas relaciones constituyen la segunda ley fundamental de las bombas homólogas. Se puede lograr en una bomba a velocidad constante, variaciones de caudal, carga y potencia con recortes pequeños en el impulsor.

3-4-4- BOMBAS GEOMETRICAMENTE SEMEJANTES, OPERADAS EN CONDICIONES HOMOLOGAS.

Si un mismo tipo de bombas guardan entre sí una proporción de escala en sus dimensiones, se dice que son geoméricamente semejantes. Si además, se operan en condiciones homólogas, es decir, a la velocidades y capacidades que permitan se mantenga una relación constante entre (u_2) , (v_2) y (V_2) , sus eficiencias tendrán una variación mínima que se puede considerar despreciable.

Basándose en lo anterior, se puede clasificar una serie de bombas del mismo tipo mediante las pruebas de un solo tamaño, o tamaños representativos, dependiendo de la gama de dicha serie. El comportamiento de las pruebas para estas bombas se muestra con las relaciones siguientes:

$$H = \frac{1}{g} (S_2 u_2)$$

$$\text{Pero } S_2 = u_2^2 - v_2 \cos \beta_2 =$$

$$\text{Luego: } H = \frac{1}{g} \left(u_2^2 - u_2 v_2 \cos \beta_2 \right)$$

$$y \quad 2 gH = 2 u_2^2 - 2 u_2 v_2 \cos \beta_2$$

Por otra parte, basandonos en el diagrama de vectores de las velocidades (u_2) , (v_2) y (V_2) , de la fig. 19, se tiene:

$$V_2^2 = u_2^2 + v_2^2 - 2 u_2 v_2 \cos \beta_2$$

eliminando a $2 u_2 v_2 \cos \beta_2$, se tiene:

$$2 gH - v_2^2 = u_2^2 - v_2^2$$

$$\text{De donde } H = \frac{v_2^2}{2g} + \frac{u_2^2}{2g} - \frac{v_2^2}{2g}$$

Considerando que en operación homóloga las velocidades son proporcionales a (u_2) , velocidad del impulsor, se deduce que:

$$H = \frac{1}{(\Delta \pi)^2} u_2^2$$

en donde: $\frac{1}{(\Delta \pi)^2} = \text{constante}$

Sustituyendo el valor de $u_2^2 = (\pi DN)^2$ y despejando a Δ en la ecuación:

$$H = \frac{1}{(\Delta \pi)^2} u_2^2$$

Se tiene:

$$H = \frac{1}{(\Delta \pi)^2} (\pi DN)^2$$

$$\text{Luego: } \Delta = \frac{DN}{\sqrt{H}}$$

Ecuación que muestra a Δ como la constante de las características del diseño para un tipo de bombas.

Tomando en cuenta las consideraciones, anteriormente expuestas, para las bombas geométicamente semejantes y en condiciones de operación homóloga, se tienen las relaciones de velocidad (N) y diámetro (D) con la capacidad (Q), la carga (H) y la potencia (P). En efecto, se tiene que:

(Q) es proporcional a $v_2 A$, pero: v_2 es proporcional a u_2 y ésta a su vez, a (ND)

A es proporcional al perímetro y al ancho del impulsor que varían con (D).

(H) es proporcional a $S_2 U_2$, pero: S_2 es proporcional a U_2
y está a su vez a (ND)

(P) es proporcional a Q H. En resumen:

Q es proporcional a ND^3

H es proporcional a $N^2 D^2$

P es proporcional a $N^3 D^5$

3-5-0 VELOCIDAD ESPECIFICA EN BOMBAS CENTRIFUGAS

3-5-1 INTRODUCCION

En el inciso (3-4-4), sobre las relaciones de bombas geométricamente semejantes y homologas en su operación, se establecieron las expresiones:

$$\Delta = \frac{DN}{\sqrt{H}} = \text{Constante de las características del diseño para un tipo de bombas.}$$

y Q proporcional a ND^3 que también podemos expresarla como:

$$Q = KND^3$$

De las dos ecuaciones anteriores, podremos obtener otra característica del diseño, para las bombas geométricamente semejantes y homologas en su operación, donde intervengan sólo la velocidad (N), la capacidad (Q) y la carga (H).

En efecto despejando a (D) y sustituyendo su valor en la ecuación de capacidad (Q) se tiene:

$$D = \Delta \sqrt{H} / N$$

$$\begin{aligned} \text{Por lo tanto } Q &= KN \frac{\Delta^3 H^{3/2}}{N^3} \\ &= K \Delta^3 \frac{H^{3/2}}{N^2} \end{aligned}$$

ó también

$$K \Delta^3 = \frac{N^2 Q}{H^{3/2}}$$

extrayendo raíz cuadrada, queda:

$$\sqrt{K \Delta^3} = \frac{N \sqrt{Q}}{H^{3/4}}$$

Si hacemos a $\sqrt{K \Delta^3} = N_s$ tendremos finalmente

$$N_s = \frac{N \sqrt{Q}}{H^{3/4}}$$

Donde: N_s = velocidad específica o característica del diseño en función de (N), (Q) y (H).

3-5-2) DEFINICION DE LA VELOCIDAD ESPECIFICA.

En todas las relaciones y ecuaciones establecidas anteriormente, nos hemos referido a bombas operadas a eficiencia máxima, deducida en -- cierta forma del diagrama de Vectores, formado por (v_2) , (u_2) y (v_2) que permanece constante en condiciones homólogas de operación.

De la misma manera, la velocidad específica representa la correlación

entre (N), (Q) y (H) a óptima eficiencia, independientemente del tamaño de la bomba o de los valores absolutos de (N), (Q) o de (H).

Por lo anterior y refiriéndonos a la ecuación $N_s = \frac{N\sqrt{Q}}{H^{3/4}}$ se puede definir a la velocidad específica, por su significado, como: El número que se obtiene al aplicar los valores de (N), (Q) y (H) correspondientes a una bomba determinada y operada a eficiencia máxima. Matemáticamente, de la misma ecuación, la velocidad específica se define como: La velocidad que tendría la bomba al reducirse geoméricamente, de tal suerte que desarrollaría una carga (H) de un pie, al proporcionar una capacidad (Q) de un galón por minuto.

3-5-3 CARACTERISTICAS DE LA VELOCIDAD ESPECIFICA

Para llegar a la expresión $N_s = \frac{N\sqrt{Q}}{H^{3/4}}$ nos referimos siempre a una bomba centrífuga de un solo paso y succión simple, según la clasificación mostrada en inciso (3-1-3). Sin embargo, cuando se tienen bombas de doble succión ó de varios pasos, también es aplicable la expresión de la velocidad específica, quedando en la forma siguiente:

$$N_s = \frac{N\sqrt{Q/2}}{H^{3/4}} \quad \text{para bombas de doble succión.}$$

$$N_s = \frac{N\sqrt{Q}}{(H/n)^{3/4}} \quad \text{para bombas de n, pasos.}$$

Y en general, si tenemos un sistema de bombeo, con unidades en paralelo o en serie, pero observando que (Q) y (H) son la capacidad y la carga totales del sistema, se tiene:

$$N_s = \frac{N\sqrt{Q/x}}{(H/n)^{3/4}}$$

Para x bombas iguales de succión simple con n, pasos cada una y operando en paralelo.

$$N_s = \frac{N\sqrt{Q/2x}}{H^{3/4}}$$

Para x bombas iguales de doble succión y operando en paralelo.

$$N_s = \frac{N\sqrt{Q/2}}{(H/x)^{3/4}}$$

Para x bombas iguales de doble succión y operando en serie.

$$N_s = \frac{N\sqrt{Q}}{(H/x)^{3/4}}$$

Para x bombas iguales de succión simple y operando en serie.

Con el mismo razonamiento, pueden deducirse las expresiones que representan a un sistema de bombeo constituido por varias estaciones trabajando en serie y con unidades en cada estación de bombeo operando en paralelo.

3-5-4) APLICACIONES DE LA VELOCIDAD ESPECIFICA.

A partir de las características y valores de la velocidad específica, que es un índice del tipo de la bomba, podemos aplicarla en la clasificación, en la limitación de la carga de succión y en la selección de bombas centrífugas. Por lo que se refiere a la clasificación en el inciso (3-1-3), indicamos que existen tres tipos de bombas referidas al valor de (N_s) , variando desde un mínimo, para bombas de flujo radial, hasta un máximo para unidades de flujo axial. En la Fig. 22 se muestra la relación del tipo de bombas, con el valor de (N_s) y el tipo de curvas características para dichas bombas.

La relación de la (N_s) a la carga neta positiva de succión, para un tipo de bombeo determinado, es un factor muy importante para la correcta operación de la unidad.

Existe un parámetro llamado velocidad específica de la succión (S) que es un índice descriptivo de las características de un impulsor dado, y que se expresa como:

$$S = \frac{N\sqrt{Q}}{(h_{sv})^{3/4}}$$

En donde: S = velocidad específica de la succión.

N y Q = mismo valor que para (N_s)

h_{sv} = NPSHR (carga neta positiva de succión, requerida por la bomba)

En las figuras, 23, 24, 25, y 26, se muestran los límites superiores de (N_s) , correspondientes a valores de (S) entre 7,480 y 10,690, para bombas centrífugas de los diferentes tipos.

Finalmente, cuando se requiere hacer una selección de los equipos de bombeo, técnicamente económica, se recurre a la expresión y significado de la velocidad específica para que a partir de los datos del sistema, se obtengan resultados óptimos y unidades confiables operando a su máxima eficiencia.

3-6-0 CURVAS CARACTERISTICAS DE BOMBAS CENTRIFUGAS

3-6-1 INTRODUCCION

Las curvas de operación de las bombas centrífugas, son gráficas que representan la relación entre la carga (H) desarrollada por la bomba y la capacidad (Q) proporcionada por la misma.

Debemos hacer notar que la curva se basa en una velocidad (N), con un diámetro de impulsor (D) y una viscosidad determinados.

Las características totales de una bomba centrífuga, limitaciones y posibilidades, se pueden definir mediante el conjunto de las curvas: carga - capacidad, (H)-(Q)

Potencia requerida (al freno) - capacidad, (BHP)-(Q)

Carga neta positiva de succión requerida-capacidad, (NPSHR)-(Q) y eficiencia-capacidad, (E)-(Q).

Todas estas curvas se representan en un mismo sistema de coordenadas, según se puede observar en la figura 27.

3-6-2 TIPOS DE CURVAS (H)-(Q) EN LAS BOMBAS CENTRIFUGAS.

Al tratar de las pérdidas hidráulicas de una bomba, inciso (3-3-4), encontramos una ecuación general que representa la familia de curvas de una bomba, relacionado su carga (H), su velocidad (N) y su capacidad (Q).

A partir de esta ecuación:

$$H_0 = C_1 N^2 - C_2 N Q - C_3 Q^2$$

Y mediante pruebas de laboratorio, se pueden encontrar las curvas peculiares que, dependiendo de las características de diseño del impulsor, se clasifican en cuatro tipos principales:

1º.- Curva de Carga-Capacidad creciente.

Con una carga a válvula cerrada del 110 al 120 por ciento de la carga correspondiente al punto de máxima eficiencia, Fig. 28, Es estable y tiene un buen funcionamiento en sistema de bombeo con unidades en paralelo.

2º.- Curva de Carga-Capacidad con un máximo en la carga.

A válvula cerrada, la carga es menor que la correspondiente a determinadas capacidades, Fig. 29. Es inestable cerca de la carga máxima, pero estable para puntos con cargas menores a la de válvula cerrada.

3º.- Curva carga-capacidad muy creciente

Con carga a válvula cerrada de 140 a 150 por ciento sobre la correspondiente a máxima eficiencia, Fig. 30. Es muy estable, con buen funcionamiento en sistemas de bombeo cuando las unidades operan en paralelo. Poca variación en su capacidad (Q) para grandes incrementos en su carga (H).

4º.- Curva Carga-Capacidad Plana

La carga a válvula cerrada tiene valores muy próximos a la correspondiente al punto de máxima eficiencia, Fig. 31. Es inestable y adecuada para cuando se requieren grandes variaciones de capacidad con diferenciales mínimos de carga.

3-6-3 APLICACIONES DE LAS CURVAS CARACTERISTICAS

Cuando se tiene la necesidad de seleccionar una bomba, para un determinado sistema de bombeo, cuyas características sean bien conocidas (Pozo profundo, cárcamo húmedo, sistema en paralelo, sistema en serie, sistema contra inundaciones, etc.) normalmente se recurre a las características y propiedades de los diferentes tipos de curvas que nos ofrecen los fabricantes de equipos de bombeo, además de la aplicación que debe hacerse de la velocidad específica.

Por ejemplo: Si requerimos una bomba para aforar un pozo, necesariamente debemos conocer las características de dicho pozo y las propiedades geohidrológicas donde se ha construido. En otras palabras, si el pozo está localizado en la península de Yucatán, requiere una bomba cuya curva característica es diferente a la del equipo que requiere el pozo localizado en el estado de Zacatecas. Para Yucatán podemos usar una bomba cuya curva tipo sea plana o poco creciente; mientras que para Zacatecas, necesariamente debe ser del tipo muy creciente.

3-7-0 BOMBAS CENTRIFUGAS DE FLUJO MIXTO Y DE
FLUJO AXIAL.

3-7-1 INTRODUCCION

Al tratar sobre la clasificación, la velocidad específica (N_s) y el tipo de curvas en las bombas centrífugas, quedó establecido el rango y características para las bombas de flujo mixto y de flujo axial. Sin embargo, haremos un extracto para que podamos distinguir las con mayor facilidad:

<u>CONCEPTO</u>	<u>F. MIXTO</u>	<u>F. AXIAL</u>
(N_s)	4200 a 9000	> 9000
(Q)	medios	grandes
(H)	medias	pequeñas
Tipo curva	creciente	muy creciente
carcasa	tipo difusor	tipo difusor

3-7-2 PROPIEDADES ESPECIFICAS PARA LAS BOMBAS CENTRIFUGAS DE FLUJO MIXTO Y DE FLUJO AXIAL.

A continuación exponemos algunas propiedades para ambas bombas, con ligeros cambios en algunos de ellos, aplicables a los dos tipos. Por la posición pueden ser horizontales o verticales. El tipo más usual es el vertical en cárcamo húmedo, de uno o dos pasos, en muy pocas ocasiones de más de dos pasos. El tipo de descarga puede ser bajo o sobre la superficie. Su acoplamiento al elemento motriz se realiza con el de tipo flecha sólida o flecha hueca, indistintamente. La lubricación del eje (flecha) en la columna de descarga, normalmente se efectúa con aceite o con la misma agua bombeada, si las características de ésta no afectan a las chumaceras y al eje; en muy raras ocasiones se usa agua limpia a presión entre el eje y el tubo de protección, como lubricante.

El impulsor de una bomba de flujo axial, es abierto, no se puede hablar de recorte de impulsor (no debe recortarse) sino de un ángulo ó grado de inclinación de los álabes. En cambio el impulsor de flujo mixto es cerrado ó semiabierto, puede tener ligeros recortes, pero su diseño esencial se refiere al número de álabes y a su ángulo de salida. Hay tipos de bombas de flujo mixto que también no admiten recorte de impulsor debido al diseño de éste y del tazón esférico.

El diámetro de paso de esfera, (tamaño del sólido que puede pasar por el impulsor, sin atascarse) es mayor en la bomba de flujo axial

que en la de flujo mixto. Sin embargo, normalmente, la limitación no es en el impulsor, más bien lo es el difusor, sobre todo cuando se tiene dos ó más pasos en la bomba; por esto se debe tener cuidado de querer utilizar bombas verticales de flujo mixto o de flujo axial, como unidades de tipo inatascable.

El factor de empuje es mayor en una bomba de flujo axial que en una de flujo mixto, siendo bastante alto en ambas unidades, con valores mayores (4 a 5 veces) que en una bomba de flujo radial. El empuje total lo puede soportar el balero de carga del motor o bien un balero especial con su alojamiento y apoyado sobre la base de la bomba.

La más importante observación que se debe tener en la selección, instalación y operación de las bombas de flujo mixto y de flujo axial, es el hecho de su comportamiento al considerarlas operando con un caudal igual a cero y por lo tanto con carga máxima. En la de flujo mixto se tiene una carga 220% mayor y una demanda de potencia de 150% también mayor que las obtenidas en el punto de máxima eficiencia. En cambio, para la de flujo axial, estos incrementos son exagerados, teniéndose 350% mayor en la carga y 300% mayor en la potencia demandada, que los del punto de máxima eficiencia.

Estos incrementos nos indican que no debemos operar las bombas de flujo mixto y de flujo axial, con caudales muy pequeños, relacionados al de diseño; o también debemos evitar instalar válvulas en la descarga de este tipo de bombas pues en caso de instalarse, se tendrán motores excesivamente desproporcionados, así como baleros de empuje sobradísimos, para el servicio normal de diseño.

Cuando se tengan este tipo de bombas en paralelo, debemos procurar que descarguen individualmente o bien lo hagan a un tanque ó caja de oscilación si la línea de conducción es muy larga.

3-7-3- APLICACIONES

Por sus características: (Q), (H), (N_g) y tipo de curvas, tienen una gama muy amplia en sus aplicaciones, siendo los principales: Irrigación y drenaje en agricultura, control de inundaciones, control de avenidas, drenaje pluvial, efluentes de aguas negras con tratamiento primario (después de un desmenuzador, presedimentador, etc), torres de enfriamiento, etc.,

3-8-0 BOMBAS CENTRIFUGAS CON ARREGLOS O DISEÑOS
ESPECIALES.

3-8-1 INTRODUCCION

Debido a la gran aplicación que tienen las bombas centrífugas, existen casos y problemas especiales donde es necesario hacer ciertas modificaciones o diseños especiales a las unidades para obtener una operación satisfactoria de las mismas. Entre las principales, se pueden mencionar a las eyectoras, autocebantes, de sumidero, sumergibles - de pozo profundo y de payones (well point).

3-8-2 BOMBAS EYECTORAS

Esta unidad es realmente una combinación de un eyector y una bomba centrífuga. Sus componentes esenciales son: Un tubo tipo venturi, un chiflón, la tubería de succión, la tubería de recirculación, una válvula reguladora, una válvula de pié y la bomba centrífuga. El conjunto chiflón y tubo tipo venturi trabaja de acuerdo con el principio establecido por Bernaulli que consiste en que, cuando se tiene un flujo en una tubería, la presión del agua decrece en relación directa al incremento de la velocidad del flujo, y viceversa. La eficiencia de este arreglo, bomba eyector, es baja debido al caudal de recirculación necesario para poder operar el chiflón. Sin embargo, su ineficiencia, no es objeccionable en la mayoría de los casos en que se usan, como son, entre otras en instalaciones domésticas, debido a las ventajas que presentan:

- . Poderse instalar en pozos someros, con ademes de 5 a 10 cm. de diámetro y niveles dinámicos pequeños y poco variables durante el año.
- . Facilidad de su manejo, tanto en la bomba como del eyector y tuberías de succión.
- . Simplicidad, aunada a una inversión y mantenimiento relativamente bajos.

3-8-3 BOMBAS AUTOCEBANTES.

Este tipo de unidades, como los eyectores, también es una bomba centrífuga con arreglos especiales en su carcasa tipo voluta que permite mantener un depósito de agua después de haberse parado, una válvula check, tipo bola, en la succión de la carcasa, retiene el agua después de cada paro.

Las conexiones de succión y descarga de la bomba se localizan siempre en la parte superior de la carcasa.

La aplicación principal de estas bombas se tiene en el drenaje de construcciones tipo medio, en las cuales no se justifica una instalación formal de bombas convencionales, ya sea por el poco monto de la obra o por el tiempo de ejecución de la misma.

3-8-4 BOMBAS DE SUMIDERO

El nombre de estas unidades debemos asociarlo a bombas verticales tipo cárcamo húmedo, cuyo tamaño permita que un sólo individuo la maneje con facilidad, es decir, que sea manuable. Normalmente son de capacidad pequeña, con motor fraccionario y sus aplicaciones son muy variadas:

Drenar las fugas de bombas ó turbinas (pequeñas) en una casa de máquinas, manejar aceites residuales en un taller de maquinados, drenar construcciones muy pequeñas, etc.

Esencialmente se componen de bomba con carcasa tipo voluta, columna de soporte y columna de descarga. Puede autosoportarse con un dispositivo especial abajo del colador y de la succión o mediante una placa situada entre la columna de soporte y la base del motor.

3-8-5 BOMBAS SUMERGIBLES.-

Estrictamente hablando, casi todas las bombas pueden ser sumergibles en el agua. Sin embargo, se ha convenido utilizar el adjetivo sumergibles para designar a las unidades, bomba-motor, con un arreglo especial que permite la operación de la bomba con el motor sumergido en el mismo líquido que se está bombeando. Estas unidades están constituidas por:

- . Motor totalmente cerrado (encapsulado).
- . Colador
- . Cuerpo de bombeo.
- . Columna de descarga.
- . Válvula check para cargas mayores de 60 m.
- . Cable blindado (alimentación motor).
- . Placa de sustentación (para bomba vertical).
- . Codo de descarga (para bomba vertical).

La aplicación principal de estas bombas, se recomienda al tenerse:

- . Pozos con nivel dinámico mayor de 150 m.
- . Pozos desplomados ó con cierto quiebre (cualquier nivel dinámico)
- . Espacios muy reducidos.
- . Rebombes en líneas horizontales superficiales o poco profundas (se ahorra obra civil).
- . Instalaciones silenciosas (hospitales, conjuntos residenciales con pocas áreas disponibles para instalaciones convencionales).

Sus limitaciones para los casos anteriores, son:

- . Evitar el uso para bombear agua con temperaturas mayores de 35°C
- . No usarse cuando el pozo produzca algo de arena ó sólidos pequeños en cierta proporción.
- . No usarse en aguas corrosivas ó muy incrustantes.

3-8-6 PUYONES (well point).

Finalmente, dentro de los diseños especiales é importantes, tenemos a los sistemas de puyanes (well point) que realmente no son bombas centrífugas sino que más bien, forman parte de un sistema de tuberías conectadas a la succión de una ó varias bombas centrífugas. En efecto atendiendo al uso de estos sistemas, abatimientos del nivel freático (excavaciones ó compactaciones) y suministro de agua con control del nivel freático, esencialmente están constituidos por:

- . Puyón (tubo perforado y alojado en otro tubo-cedazo) clavado verticalmente en el terreno (similar al ademe de un pozo). La distancia entre cada puyón varía de 60 a 150 cm., dependiendo del tipo de terreno.
- . Válvula en la descarga de cada puyón varía de 60 a 150 cm., dependiendo del tipo de terreno.
- . Válvula en la descarga de cada puyón (para control de gasto).
- . Cabezal ó múltiple colector, al cual se conectan los puyones por la parte superior.
- . Bomba centrífuga autocombate, cuya succión se conecta al cabezal ó múltiple colector.
- . Bomba auxiliar (tipo de vacío) para eliminar el aire del cabezal colector cuando tenga un desarrollo considerable.

El funcionamiento de este sistema se comprende con facilidad, haciendo la similitud con una bomba horizontal autocebante, - colocada sobre la losa de un cárcamo y bombeando el agua contenida en éste a un nivel máximo de 5 a 6 m. por abajo del eje del impulsor.

La capacidad de un sistema de puyones depende de la permeabilidad del terreno, de su contenido de agua y del número de tubos calentores (puyones). La capacidad de cada puyón es muy variable. 0.2. a 0.3 lps ó de 2 a 3 lps dependiendo, como ya se indicó, de las características del terreno.

BIBLIOGRAFIA

- 1.- Centrifugal Pumps.- Igor Karassik and Roy Carter.
- 2.- Hydraulic Institute Standards. 13 th. Edition.
- 3.- Bombas para Agua Potable.- Div. Doctorado Facultad
Ingeniería, UNAM Esc. Ingeniería Sanitaria.
- 4.- Ground water and wells. Edward E. Johnson, Inc.
- 5.- Elements of Hydraulic Engineering.- Ray K. Linsley, Jr.
- 6.- Construction Planning, Equipment, and Methods.- R. L. Peurifoy.

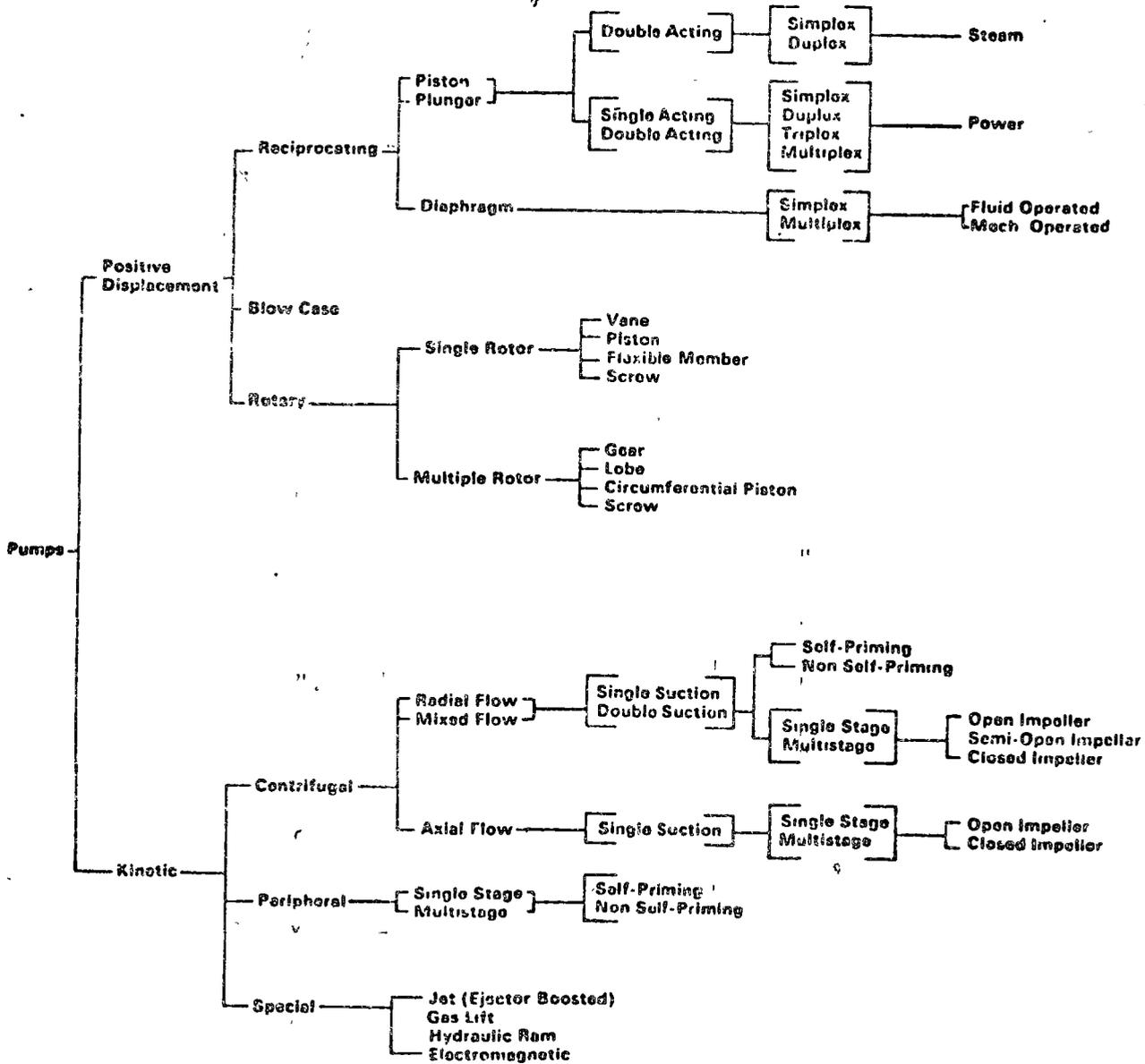


FIG. 1 CLASIFICACION BOMBAS (INSTITUTO HIDRAULICA)

BOMBAS

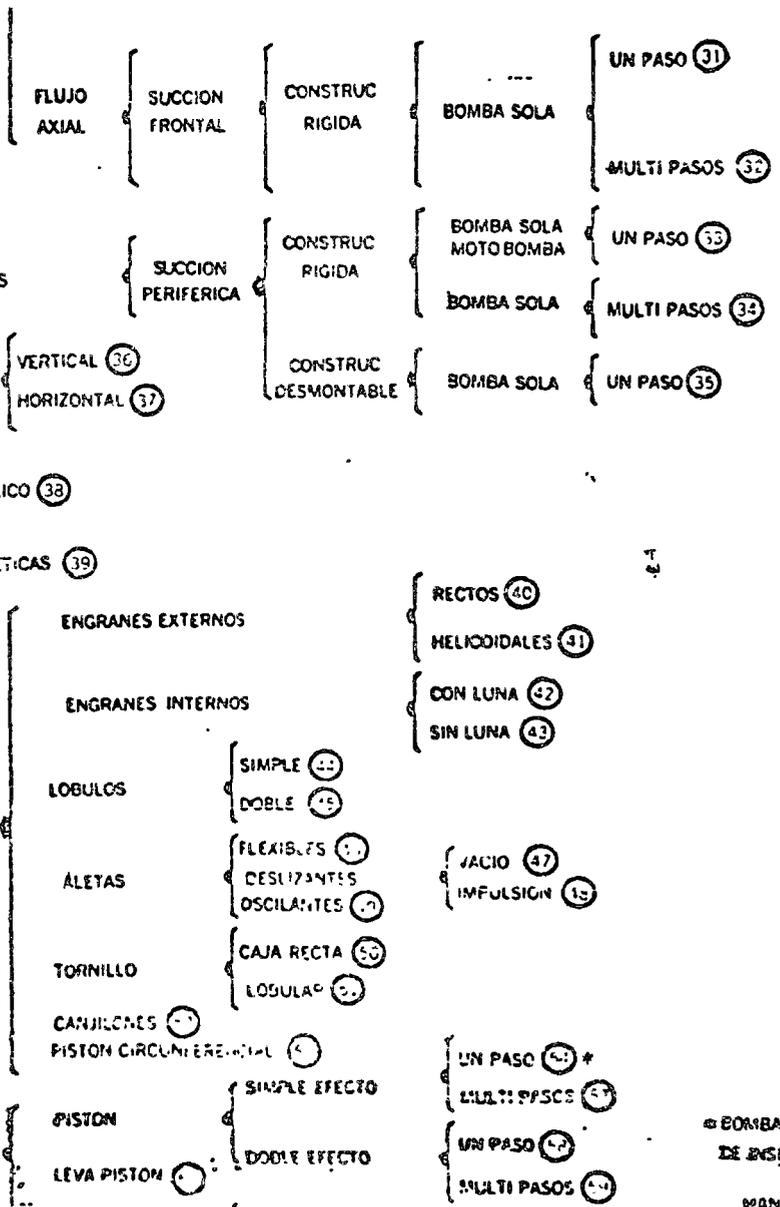
CINETICA

ESPECIALES

Accion POSITIVA

ROTATORIAS

RECIPRO ANTES



⊗ BOMBAS ASPERSORAS DE INSECTICIDAS MANUAL (51)

STANDARDS OF THE HYDRAULIC INSTITUTE

I. CLASSES OF PUMPS

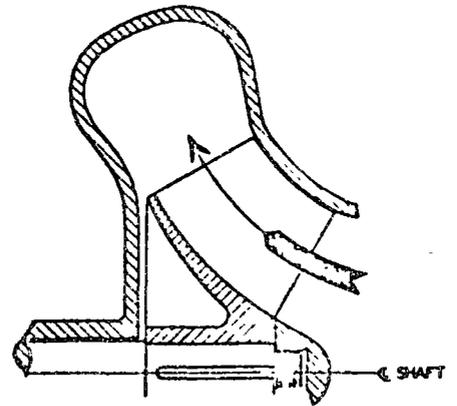
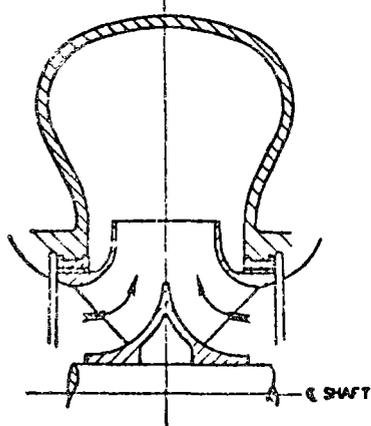


FIG. 4 IMPULSOR DE FLUJO MIXTO.



FI 3 IMPULSOR DE FLUJO RADIAL

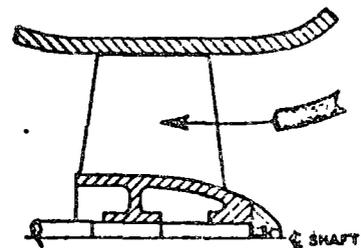


FIG. 5 IMPULSOR DE FLUJO AXIAL

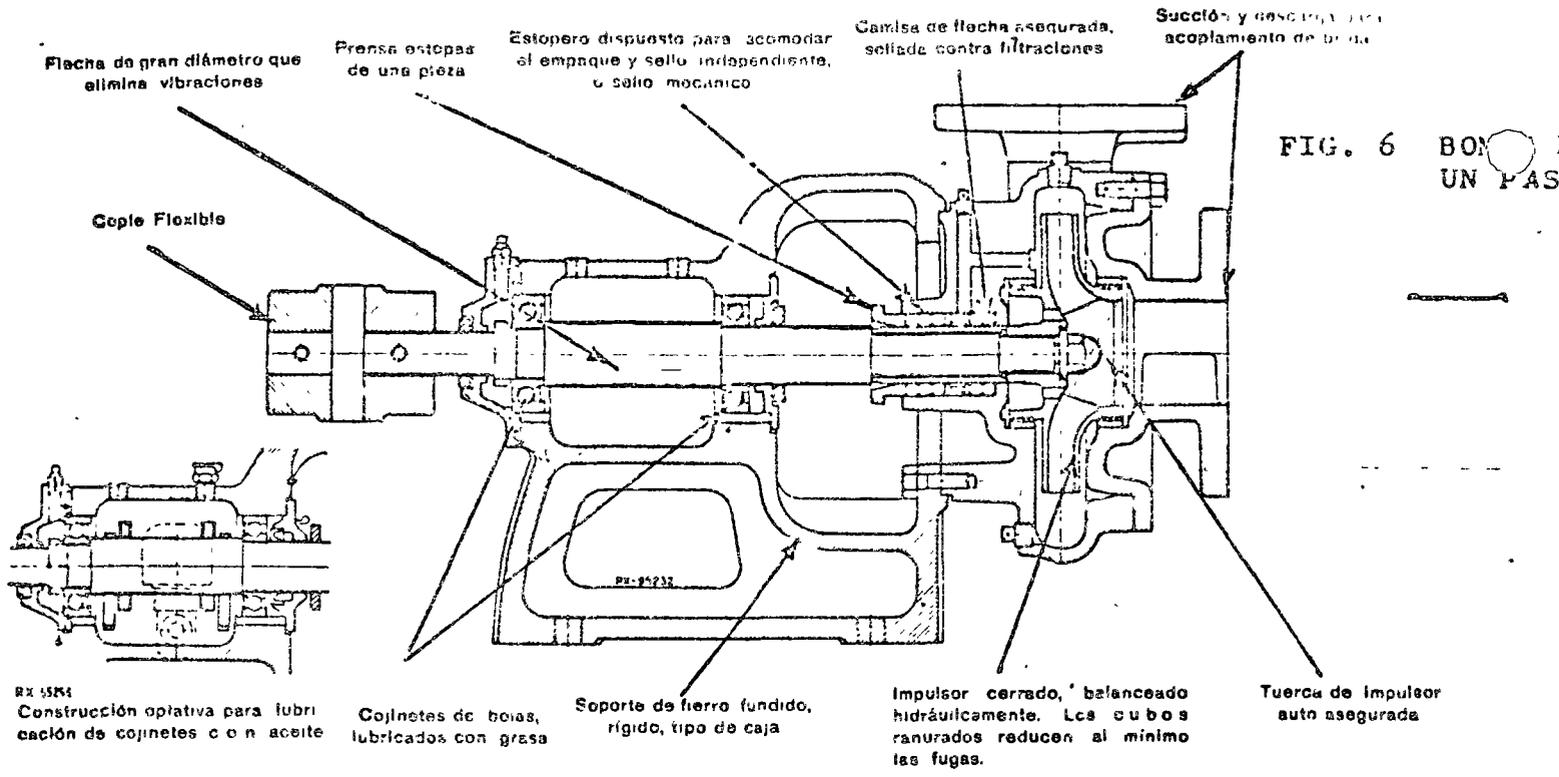
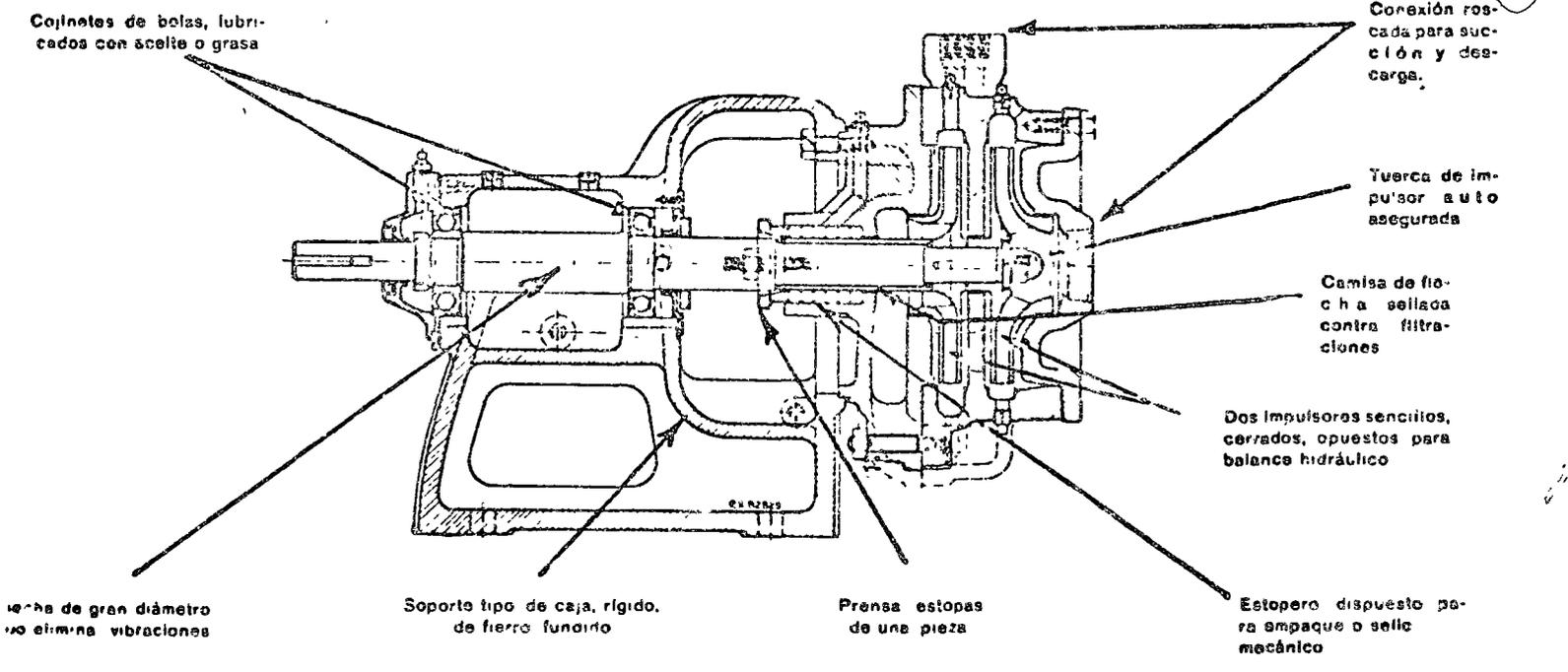


FIG. 6 BOMBA DE UN PASO

Sección Típica de Bomba Centrífuga CNE Tamaños 38.1 a 152.4 mm. (1 1/2" a 6")



Sección Típica de una Bomba Centrífuga Modelo CCN

FIG. 7 BOMBA DE VARIOS PASOS

Atención a la Política de Constante Mejoramiento de nuestros productos. Las especificaciones aquí contenidas están sujetas a cambio sin previo aviso.



TURE

larges
eriph-
l into
e (Fig.
i vanes
periph-
e gen-
s those
diffuser
e quite
ut this
lective-
trifu,
turbine

CENTRIFUGAL PUMP NOMENCLATURE

5

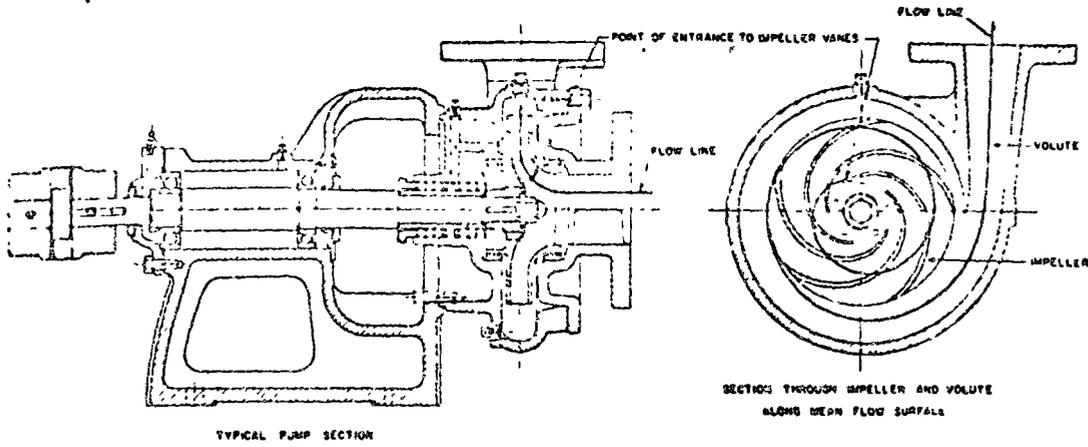


FIG. 8 BOMBA TIPO VOLUTA

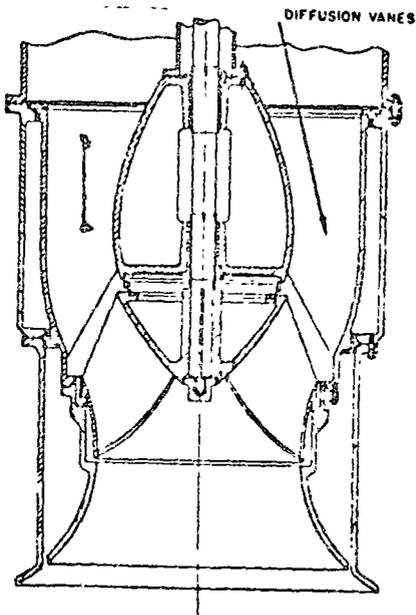


FIG. 10 BOMBA CARCASA TIPO DIFUSOR.

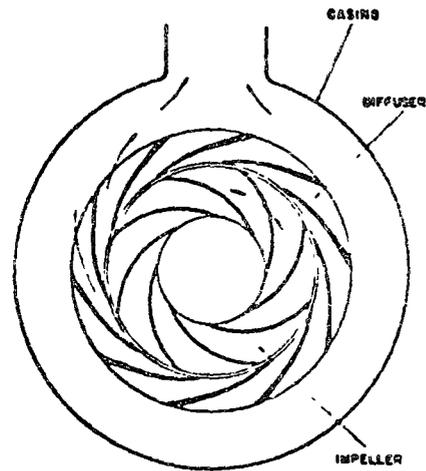
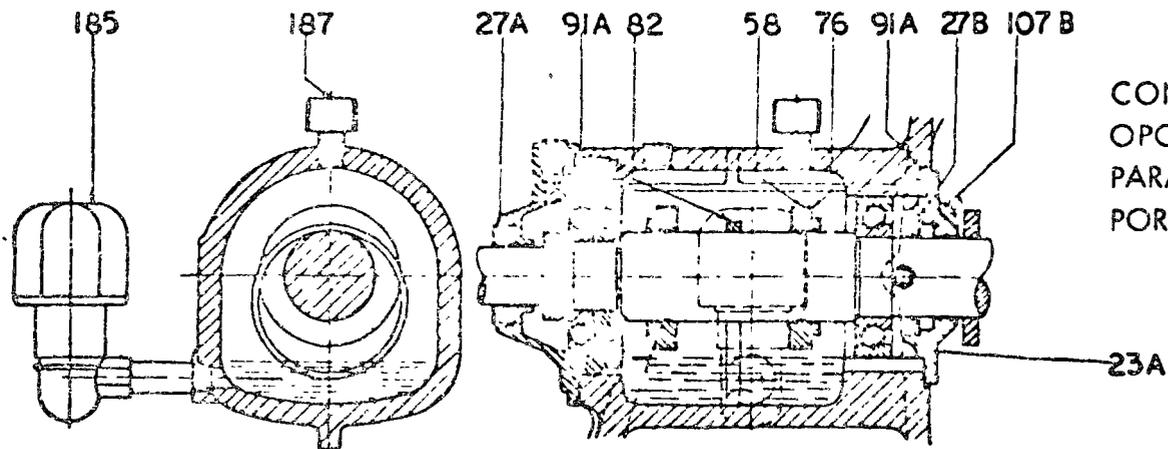


FIG. 9 BOMBA DE CARCASA CIRCULAR



CONSTRUCCION
OPCIONAL
PARA LUBRICACION
POR ACEITE

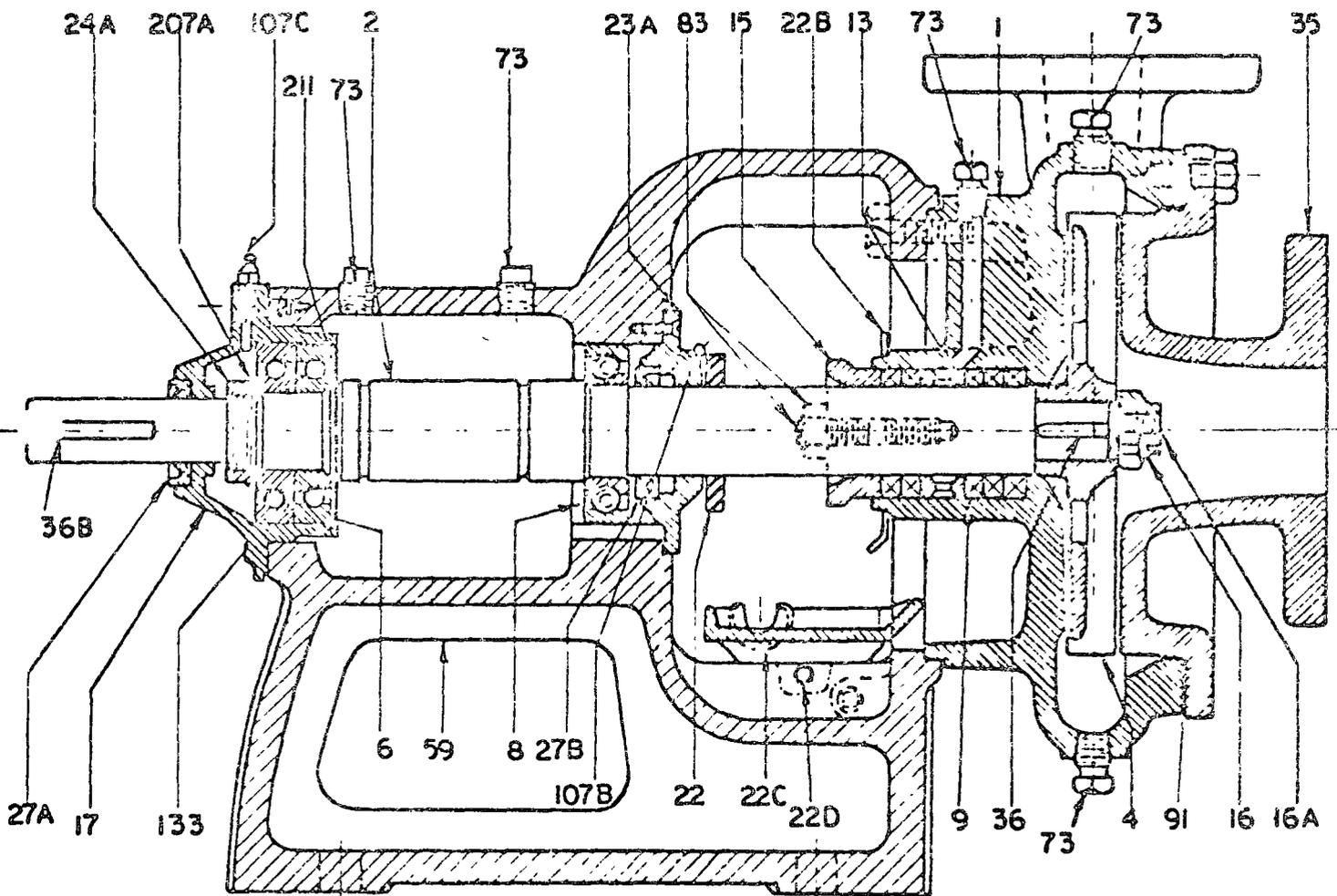


FIG. 11 BOMBA HORIZONTAL

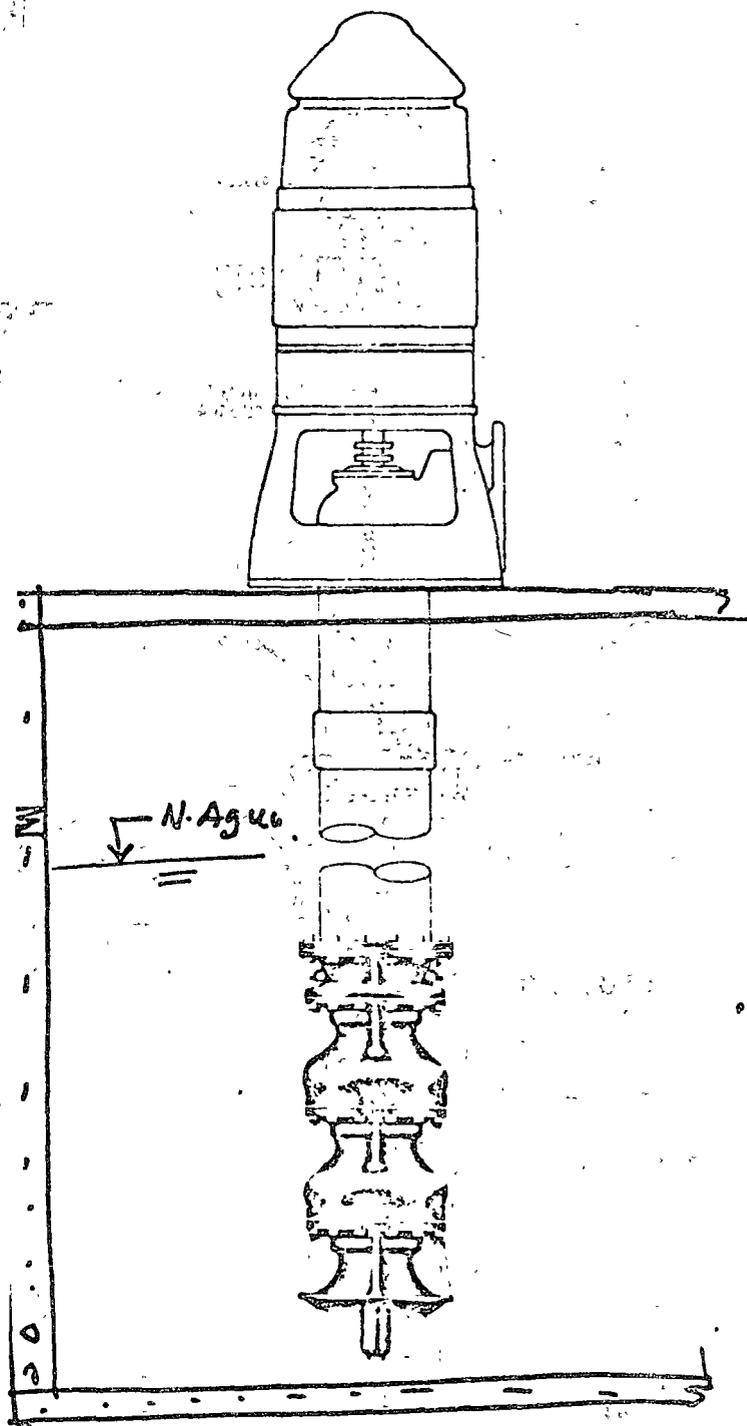


FIG. 12 BOMBA VERTICAL CARCAMO HUMEDO

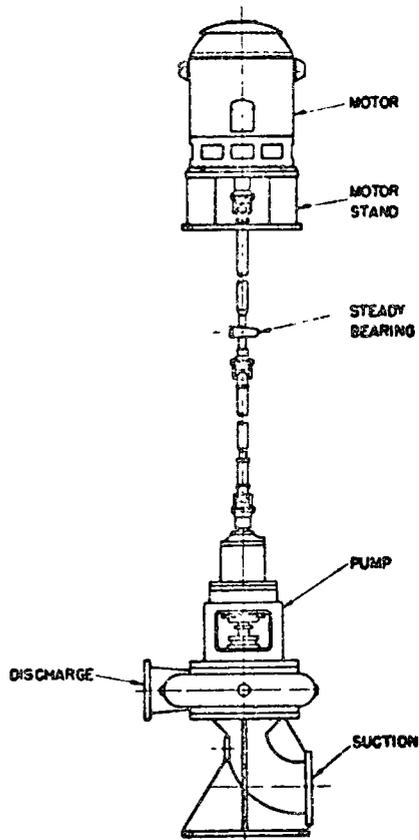


FIG. 13

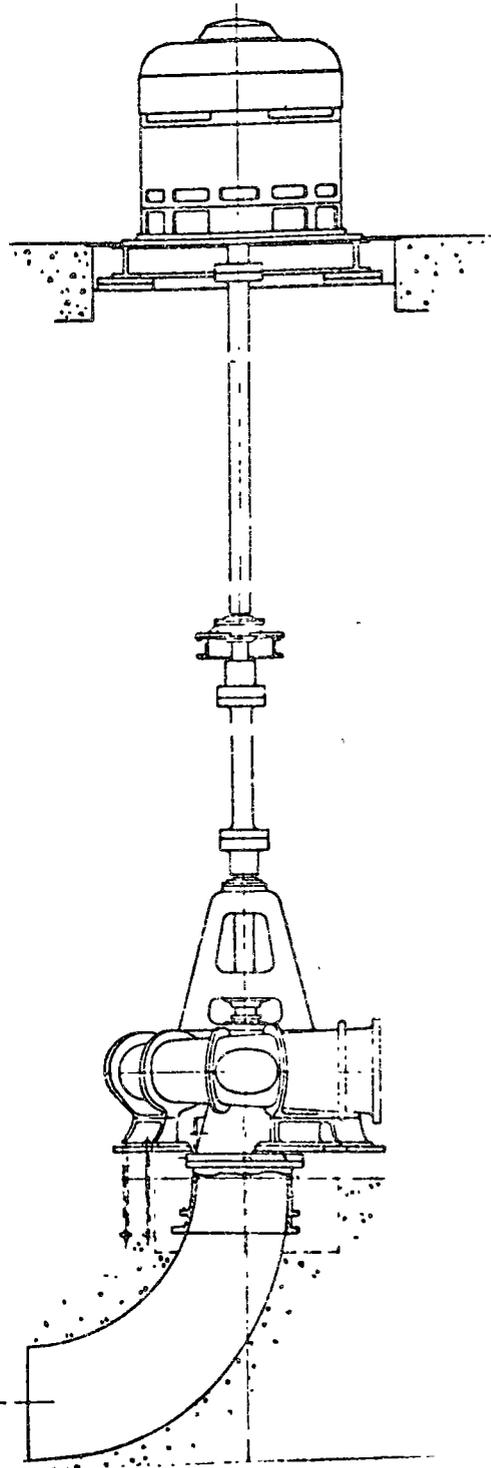


FIG. 13 BOMBA VERTICAL CARCAMO SECO.



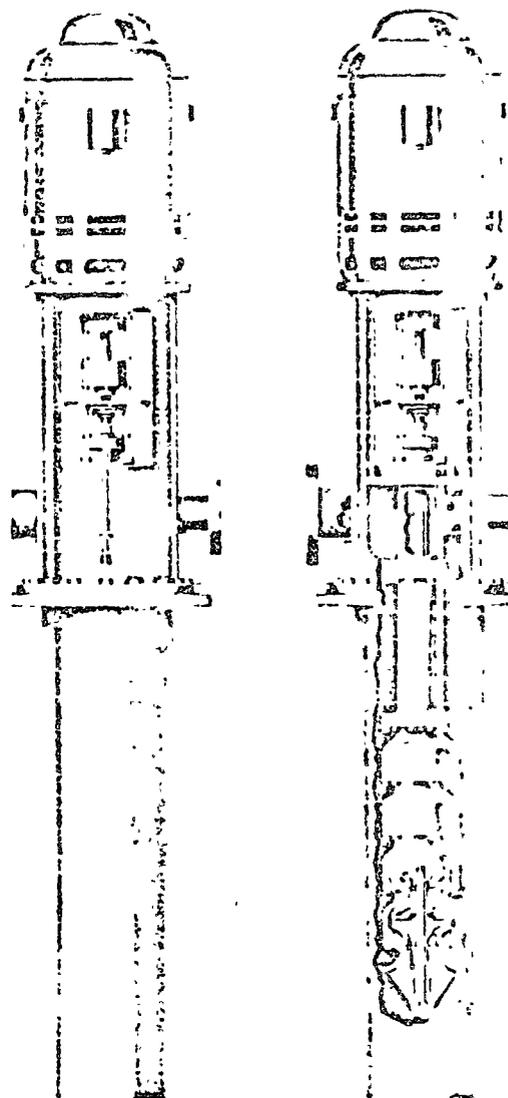
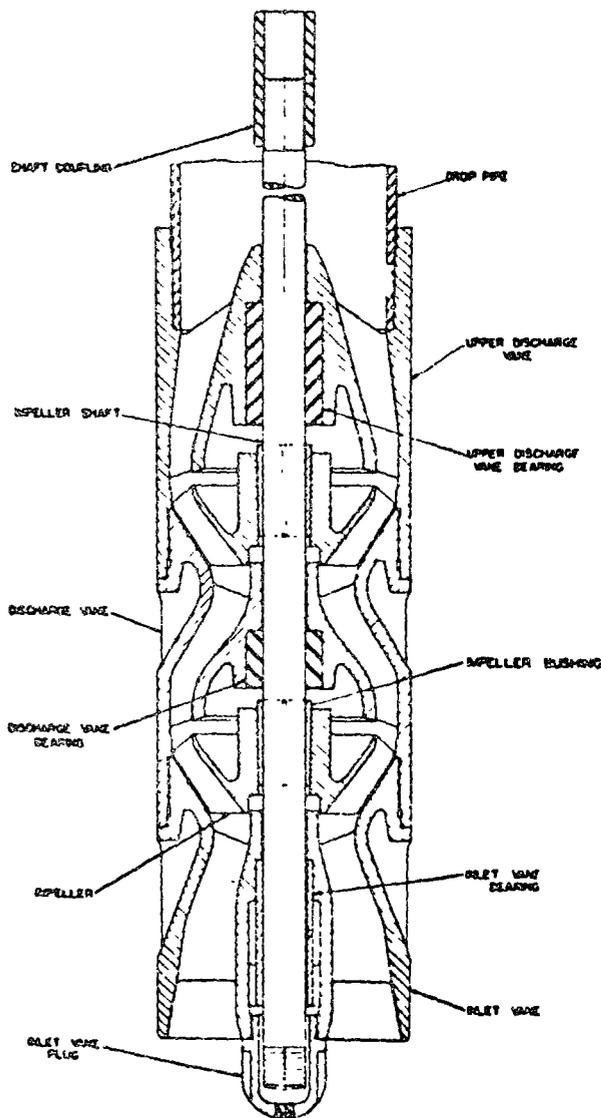
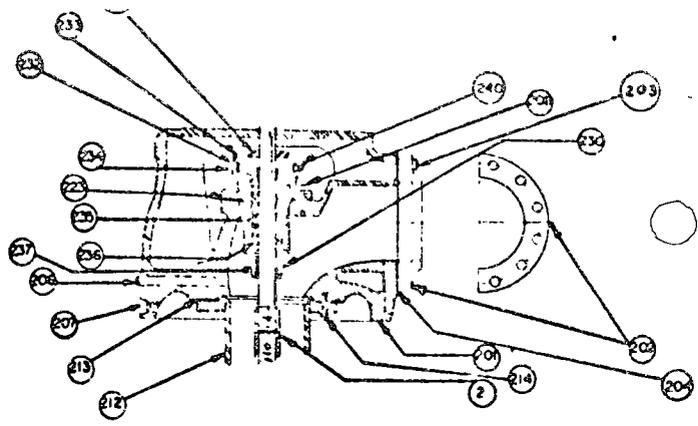
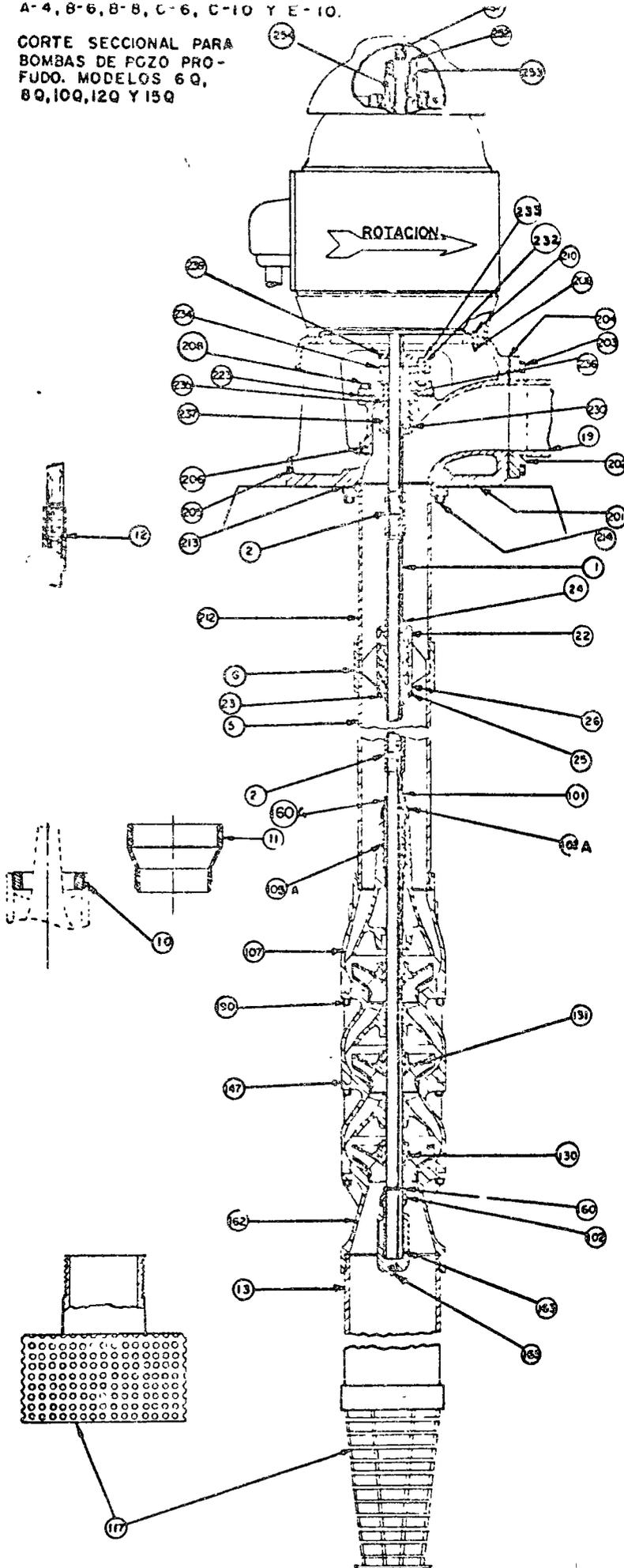


FIG. 14 BOMBA VERTICAL AUTOCONTENIDA.

A-4, B-6, B-8, C-6, C-10 Y E-10.

CORTE SECCIONAL PARA
BOMBAS DE POZO PRO-
FUDO. MODELOS 6Q,
8Q, 10Q, 12Q Y 15Q



CABEZALES DE DESCARGA
1204, 1606, 2006 Y 2412.

C A B E Z A L

- 201 Cabezal de Descarga.
- 202 Brida de Descarga.
- 203 Tornillos brida de descarga.
- 204 Junta brida de descarga.
- 205 Tapon (conexion drenaje).
- 206 Tapon (conexion para lubricacion con agua).
- 207 Tapon (conexion del respiradero).
- 208 Tornillos (caja de empaques).
- 209 Tuercas base del motor.
- 210 Tornillos base motor.
- 212 Tubo de columna superior.
- 213 Junta (tubo de columna superior).
- 214 Tornillos (tubo de columna superior).
- 223 Junta de caja de empaques.
- 230 Caja de empaques. (con # 237).
- 232 Tuercas de tornillos de prensa estopos.
- 233 Esparragos de prensa estopos.
- 234 Prensa estopos.
- 235 Jaula de sello.
- 236 Juego de empaques.
- 237 Buje de caja de empaques.
- 239 Anillo desviador.
- 240 Gracera de copa.
- 252 Tornillo de seguro.
- 253 Tuerca de ajuste.
- 254 Cuña de flecha superior.
- 257 Flecha superior.
- 19 Tubo de descarga

C O L U M N A .

- 12 Cople de reduccion o ampliacion.
- 1 Flecha de linea.
- 24 Comisa de flecha.
- 2 Cople de flecha.
- 26 Soporte de chumacera.
- 22 Chumacera de linea.
- 23 Reten de chumacera.
- 25 Remaches de la chumacera.
- 5 Tubo de columna.
- 13 Tubo de succion.
- 117 Coladera.
- 6 Cople del tubo de la columna.
- 11 Campano de ampliacion.
- 10 Anillo de reduccion.

C U E R P O D E T A Z O N E S .

- 160A Reten del capacete.
- 162 Cono de entrada.
- 163 Buje del cono de entrada.
- 102 Capacete cono de entrada.
- 165 Tapon de tubo.
- 160 Anillo "O".
- 107 Cono de salida.
- 105A Chumacera de conexion.
- 102A Capacete cono de salida.
- 131 Impulsor.
- 130 Buje de impulsor.
- 101 Flecha de impulsores.
- 147 Tazon.
- 190 Tornillos para tazon.

LISTA DE PARTES DE BOMBAS VERTICALES
TIPO TURBINA LINEA "Q".
LUBRICACION POR AGUA.
MX-202037

FIG. 15 BOMBA VERTICAL POZO PROFUNDO

Cople Flexible de Estrella

Cojinetes de Bolas Lubricados con grasa o Aceite

Pransa Estopas de una Pieza

Estopero dispuesto ya sea para empaque o Sello Mecánico

Conexión Roscada para Tubos de Succión y de Descarga

Flecha de gran diametro que elimina vibraciones

Soporte de Fierro Fundido, Rígido, Tipo de Caja

Camisa de Flecha Asegurada, Sellada contra Filtraciones

Impulsor Cerrado, balanceado hidráulicamente. Cubos ranurados que reducen las filtraciones

Tuerca de Impulsor Auto-asegurada

FIG. 16 BOMBA DE SUCCION SIMPLE

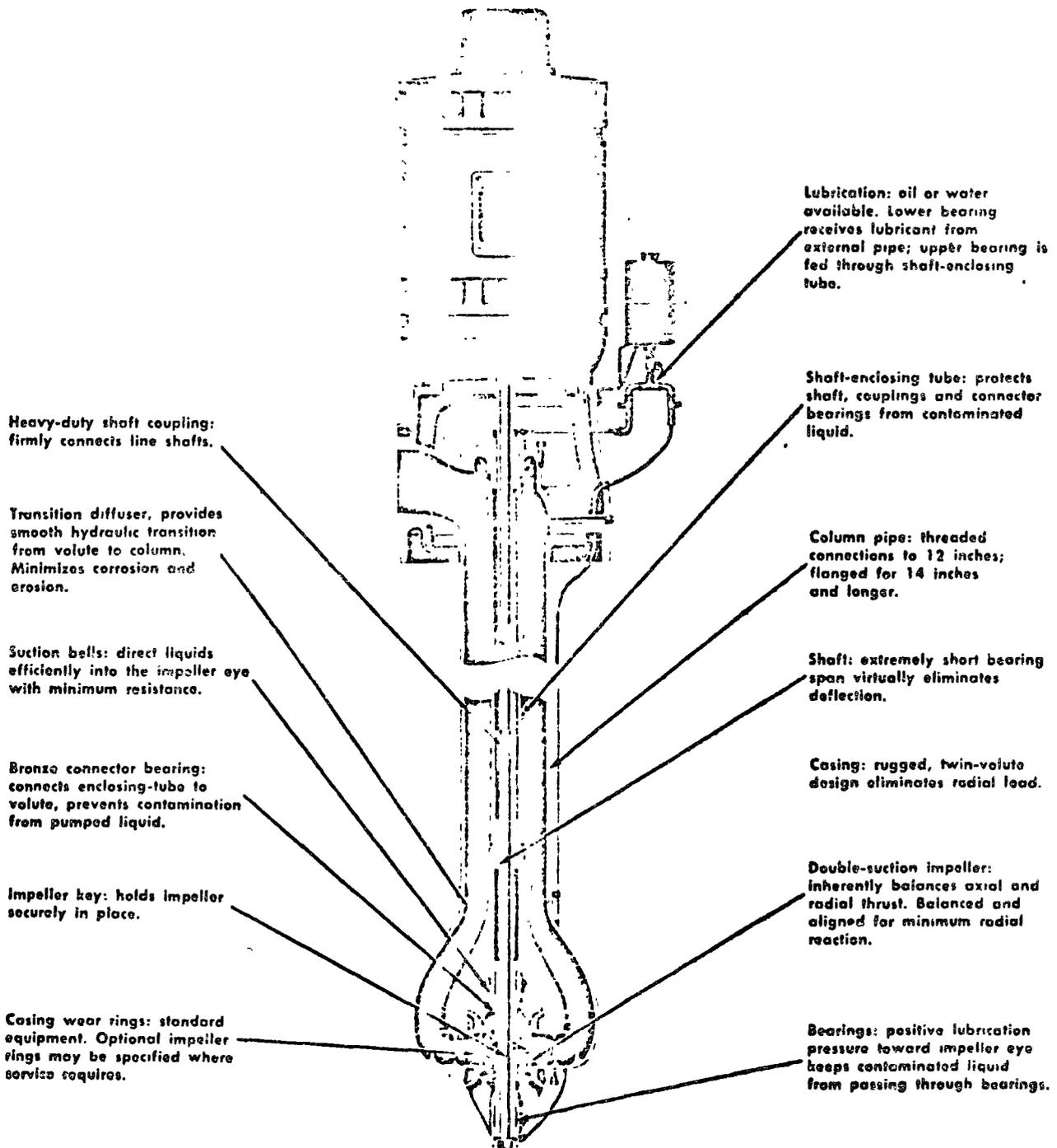


FIG. 17 BOMBA DE DOBLE SUCCION

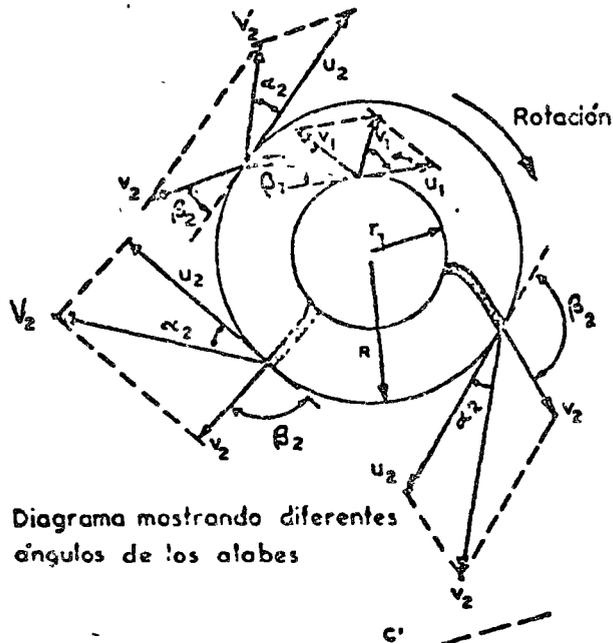
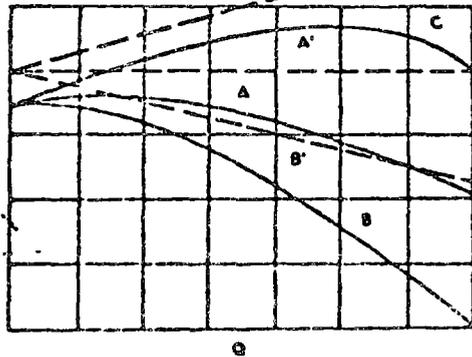


Diagrama mostrando diferentes ángulos de los alabes

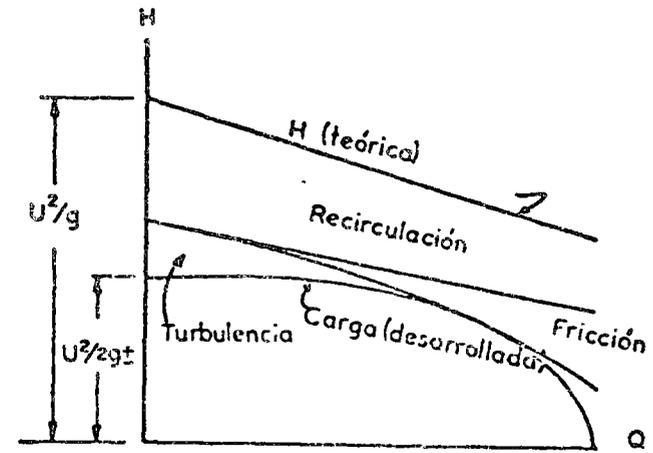


A', B' y C' son curvas teóricas
 A, B y C son curvas de prueba para:
 $\beta_2 = 90^\circ$
 $\beta_2 = < 90^\circ$
 $\beta_2 = > 90^\circ$
 respectivamente

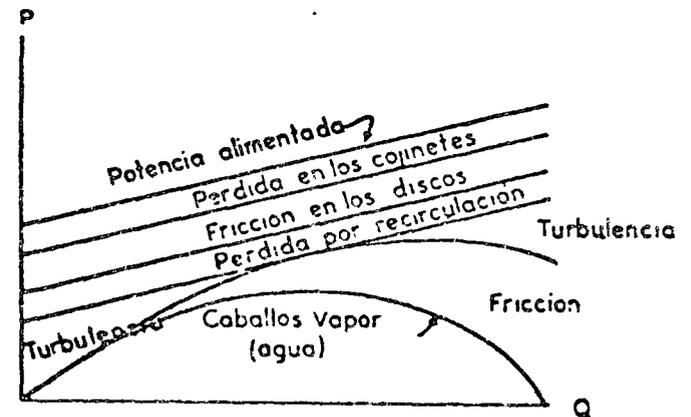
Carga-capacidad características de bombas centrífugas

FIG. 20

CURVAS TEÓRICAS CARGA-CAPACIDAD



CURVA CARACTERÍSTICA PARA CARGA CAPACIDAD



CURVA CARACTERÍSTICA PARA POTENCIA - CAPACIDAD

RELACION PERDIDAS CON CURVAS (H)-(Q) y (P)-(Q).

FIG. 21

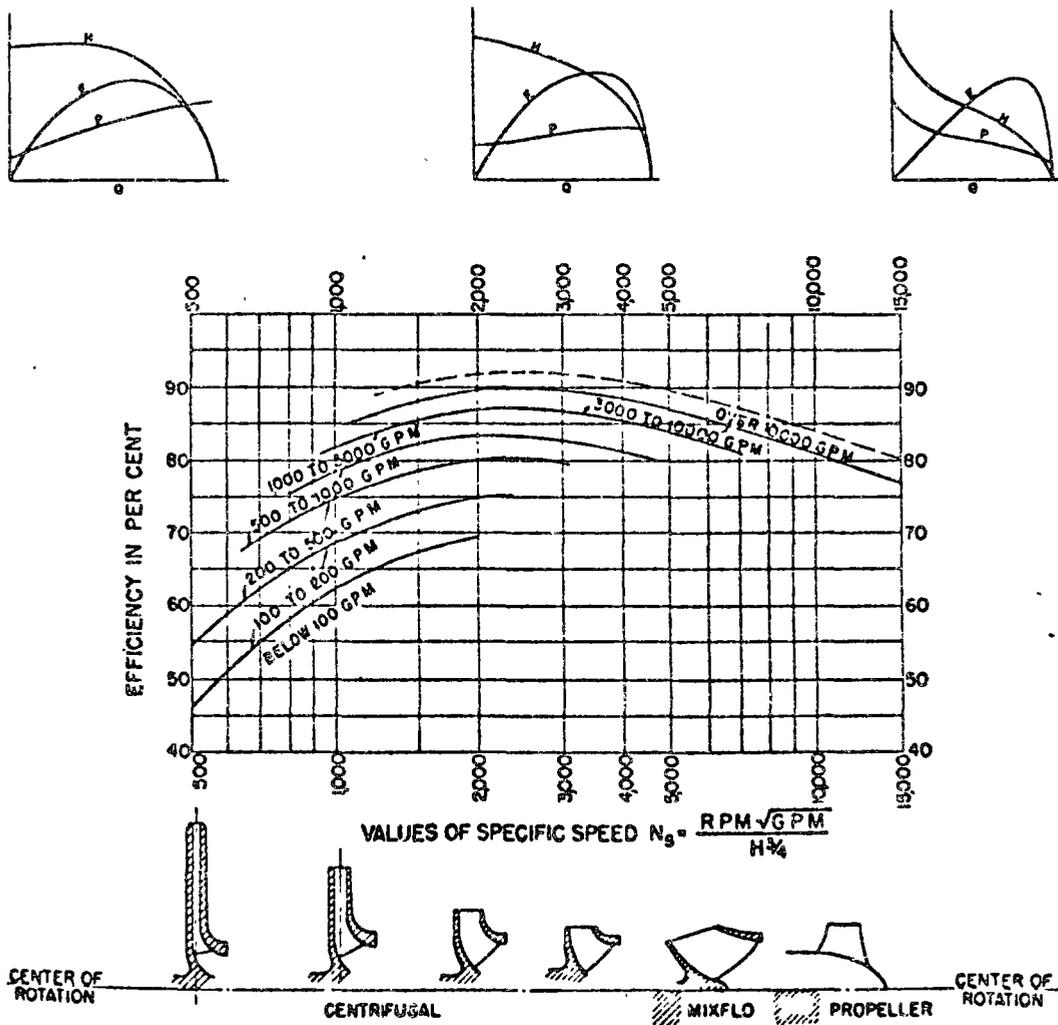


FIG. 22 RELACION ENTRE VALORES DE (N_s) y TIPOS DE BOMBAS.



centrifugal pumps applications

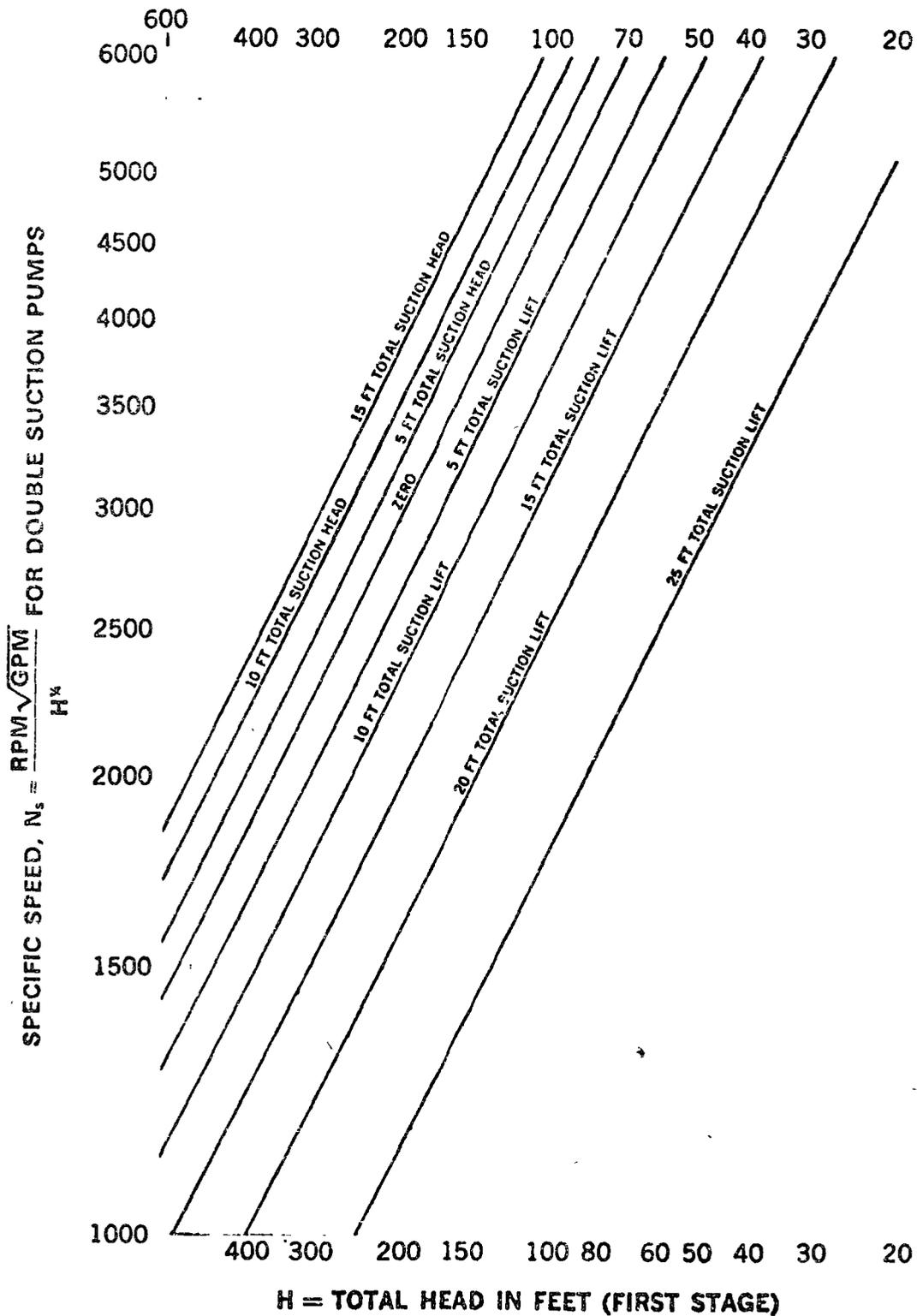


FIG. 23 RELACION LIMITE SUPERIOR (N_s) - (s)-(H) PARA BOMBAS DE DOBLE SUCCION.

Centrifugal pumps applications

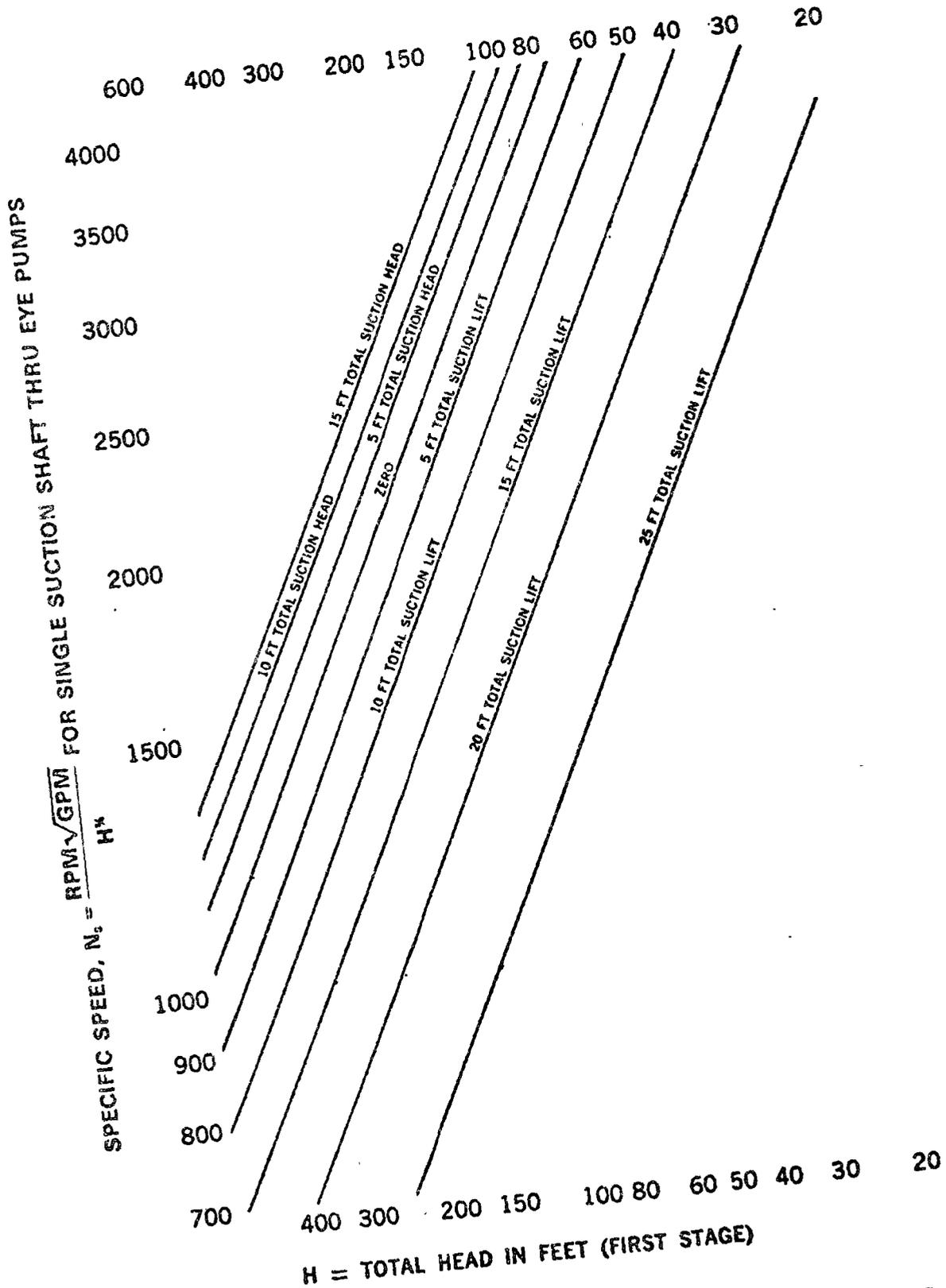


FIG. 24 RELACION LIMITE SUPERIOR (N_s) - (S)-(H). PARA BOMBAS SUCCION SIMPLE.

Centrifugal pumps applications

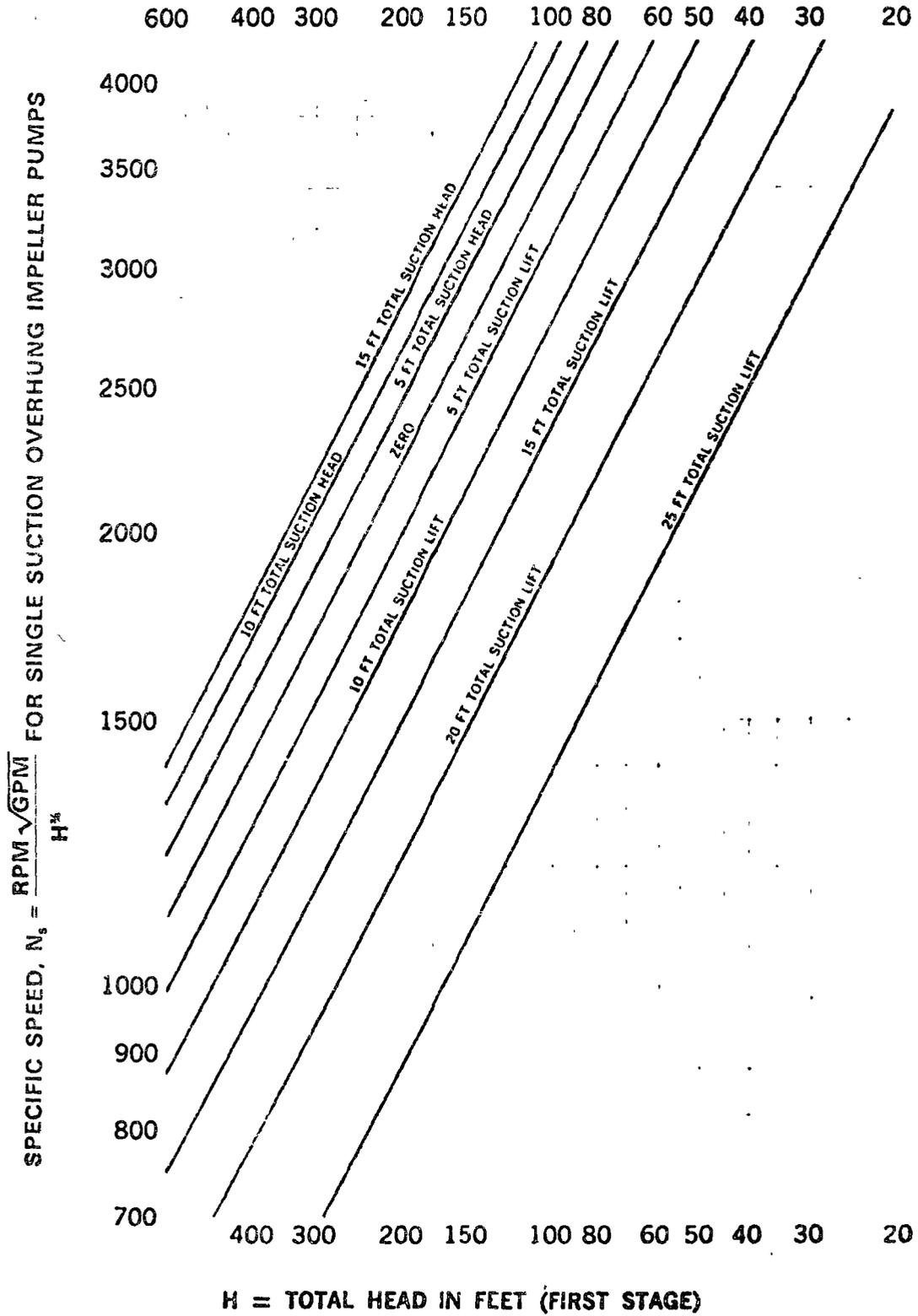


FIG. 25 RELACION LIMITE SUPERIOR (N_s)-(S)-(H) PARA BOMBAS SUCCION SIMPLE.

centrifugal pumps applications

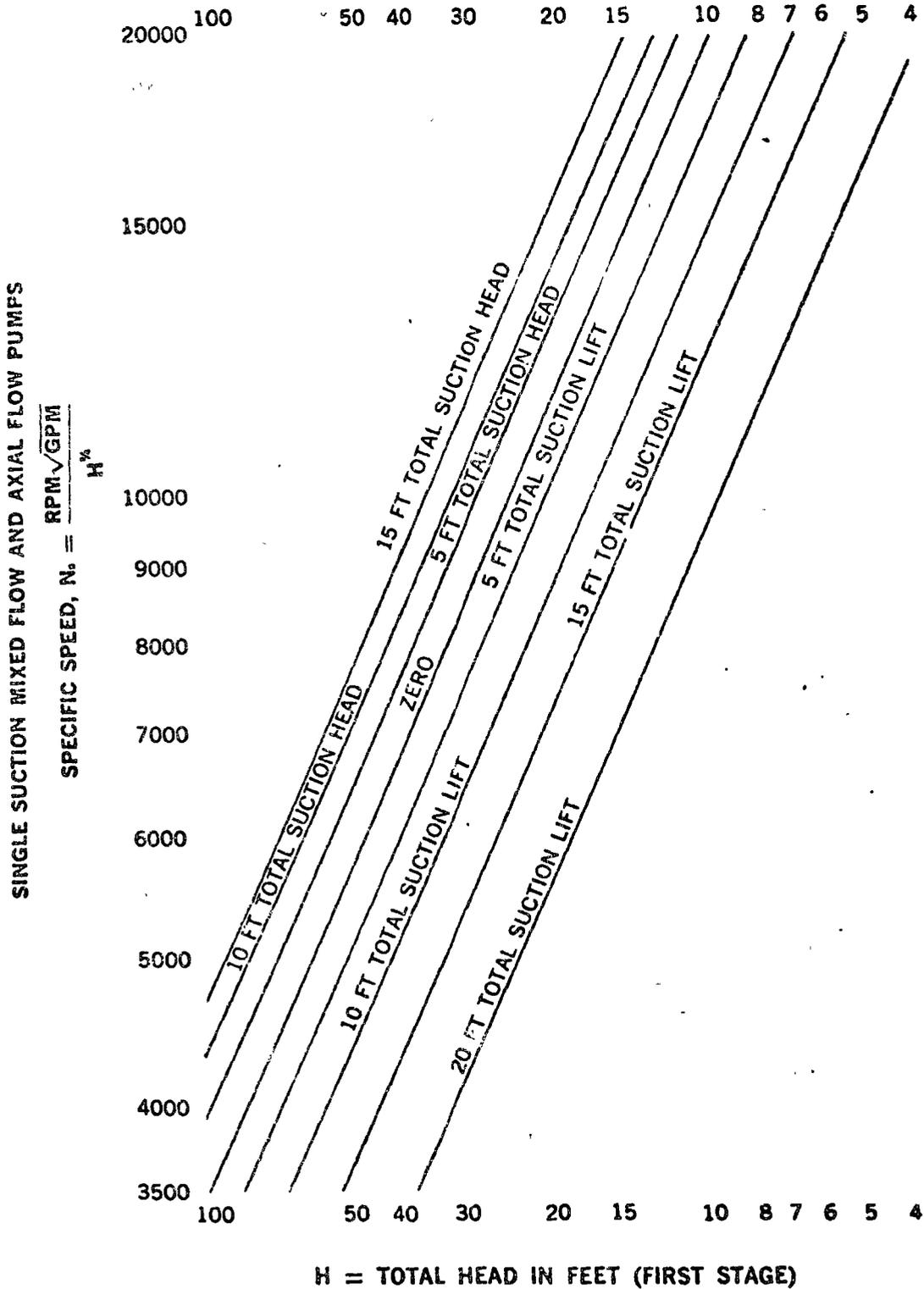


FIG. 26 RELACION LIMITE SUPERIOR (N_s)- (S)-(H) PARA BOMBAS FLUJO MIXTO Y FLUJO AXIAL.

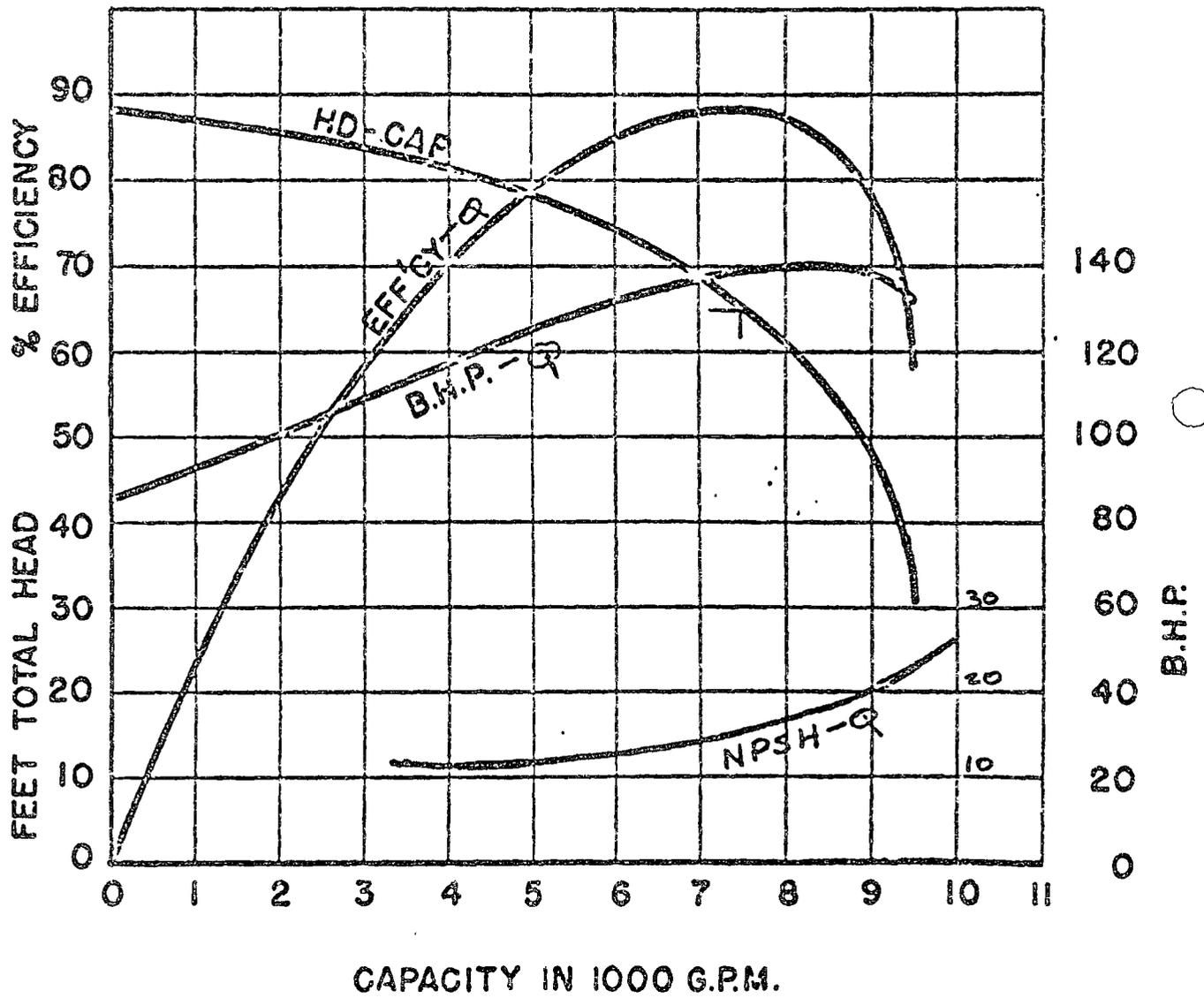


Fig. 14—Characteristics of a Pump With Maximum Efficiency Curve

FIG. 27 REPRESENTACION GRAFICA DE LAS CARACTERISTICAS DE UNA BOMBA CENTRIFUGA.

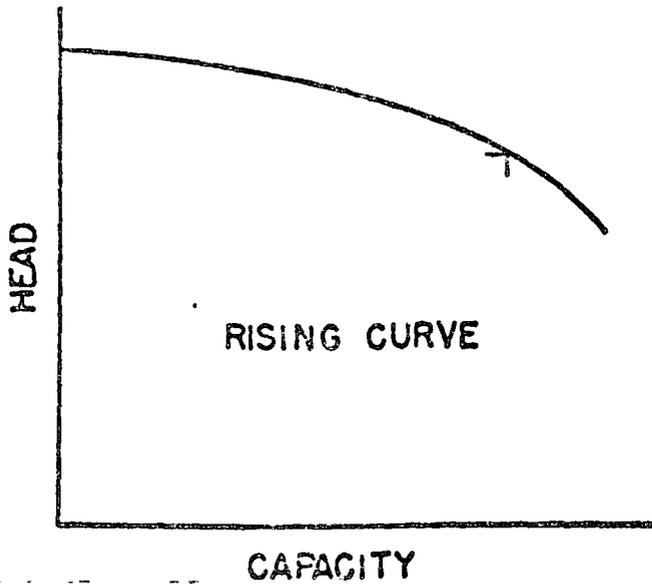


FIG. 28 CURVA CARGA -CAPACIDAD CRECIENTE

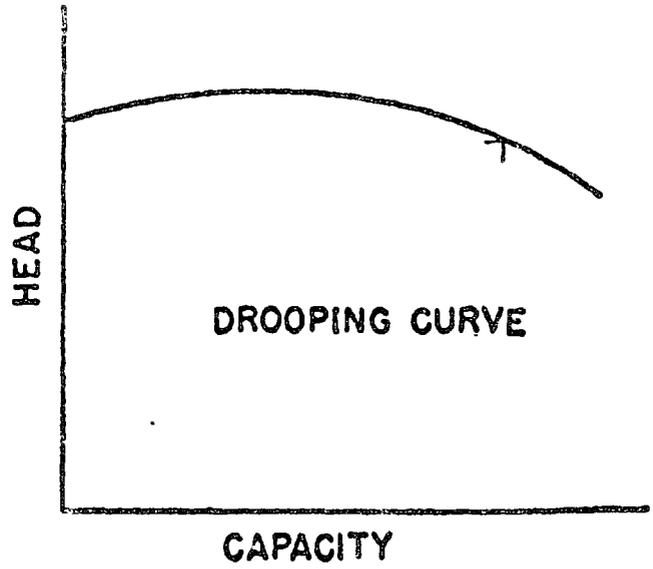


FIG. 29 CURVA CARGA-CAPACIDAD CON UN MAXIMO EN LA CARGA.

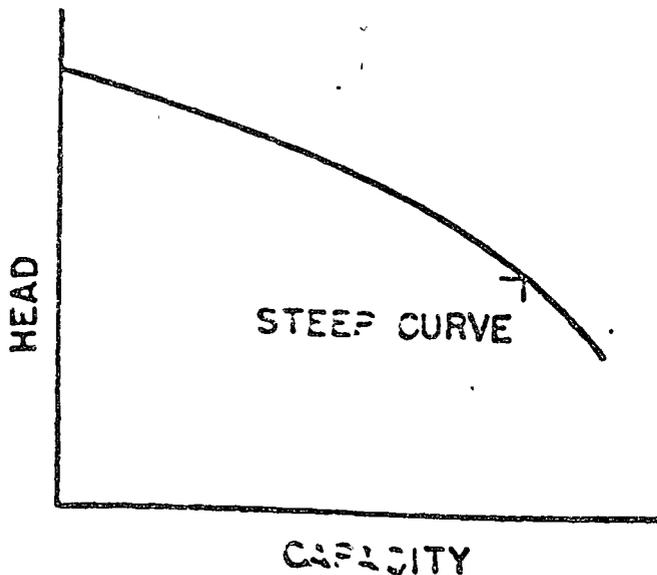


FIG. 30 CURVA CARGA-CAPACIDAD MUY CRECIENTE.

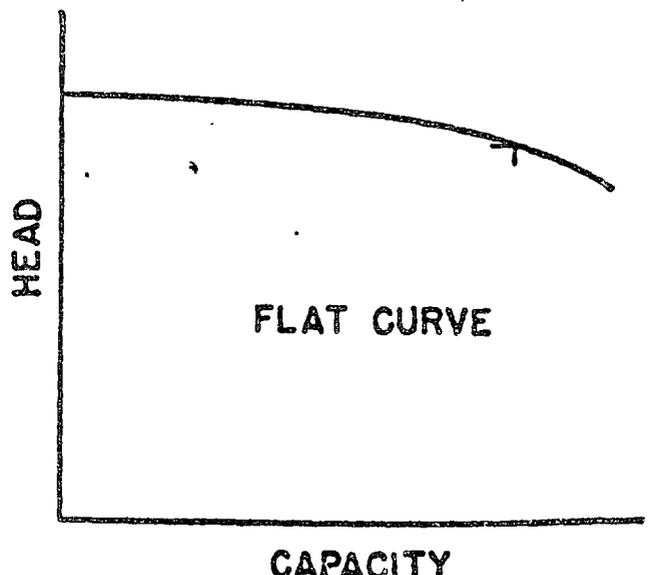
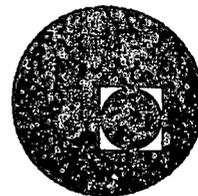


FIG. 31 CURVA CARGA CAPACIDAD PLANA





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



" Selección y Operación de Bombas de Agua y
Sistemas de Bombeo "

MOTORES

CONTENIDO.

Capítulo I	El Motor Eléctrico.
Capítulo II	Subestación Eléctrica.
Capítulo III	Aspectos Generales de Recepción y Mantenimiento.
Capítulo IV	Ejemplo de un Anteproyecto Eléctrico.
Capítulo V	Motor Diésel.

Preparado por :

Ing. R. Francisco del Castillo Toledo.

México, D. F. Marzo de 1976.

○

○

○

CAPITULO I

EL MOTOR ELECTRICO

Al aplicar una tensión en las terminales del estator se produce una fuerza magnetomotriz uniforme y giratoria de sentido opuesto que hace circular una corriente produciéndose un par que hace girar el rotor.

Deslizamiento. - Es la diferencia entre la velocidad sincrónica y la velocidad del rotor.

El rotor de los motores de inducción giran a una velocidad menor que la sincrónica. En este caso, la velocidad sincrónica es la velocidad de las ondas giratorias de la fuerza magnetomotriz y que se calcula:

$$N = \frac{120 f}{\text{No. de polos}}$$

el deslizamiento se expresa:

$$\% S = \frac{N_{\text{sincrona}} - N_{\text{rotor}}}{N_{\text{sincrona}}} \times 100$$

el deslizamiento máximo permitido es de 15%.

I. 1. - La Fuerza Motriz.

La necesidad de mover mecánicamente un equipo de bombeo, hizo que se adoptasen máquinas motrices, siendo las más usuales, la eléctrica y la de combustión interna.

Las máquinas motrices eléctricas, son aquellas que aprovechan la energía eléctrica para obtener energía mecánica.

Las máquinas motrices de combustión interna, aprovechan la energía obtenida de la explosión interna de un combustible, ya sea por ignición o por compresión, transformándola en energía mecánica.

Entre los motores de combustión usados con más frecuencia, se tienen los que operan con combustible diésel, gasolina, tractolina, etc., siendo más eficientes aquellos que emplean diésel porque tiene una relación de compresión mucho mayor comparado con los de gasolina.

Los motores Diésel han tenido aceptación últimamente, ya que en plantas en que se requieren potencias mayores de 10 000 H.P. esta máquina resulta más económica. Sin embargo, tiene la desventaja de exigir un mayor espacio, tanto para su equipo auxiliar, como para ella misma, su aplicación es más propia en industrias, transportes, etc.

En plantas de bombeo, su uso es factible siempre y cuando, reuna los requisitos obtenidos de un estudio, que indique su conveniencia de empleo; una vez que se hayan analizado diversos aspectos, como la imposibilidad inmediata de introducir energía eléctrica, accesibilidad del sitio, transportes, etc., además será fundamental considerar el aspecto económico, relativo a la operación de la planta, así como su flexibilidad y mantenimiento.

El motor eléctrico es el que presenta mayores ventajas en eficiencia, seguridad, economía y facilidad de operación, produciendo un funcionamiento normal y sin grandes variaciones de velocidad en la bomba, que se traduce en una mayor economía de conservación y duración.

La selección de la fuerza motriz esta - influenciada por los siguientes factores:

- a). - Disponibilidad del servicio eléctrico y combustible.
- b). - Caballaje necesario para el bombeo.
- c). - Costo inicial y costo de operación del motor.
- d). - Clase o tipo de transmisión que se necesite.
- e). - Grado de eficiencia que la planta deba tener.

Como este trabajo trata lo relativo a la aplicación de los motores eléctricos, se describirá a éstos en forma sencilla, tomando en cuenta uno de los tipos más utilizados y en consecuencia más comerciales.

Este tipo de motor eléctrico, es el de inducción, que se clasifica atendiendo a la construcción del rotor en:

- a). - Motor de inducción de tipo jaula de ardilla.
- b). - Motor de inducción de tipo rotor devanado.

De acuerdo con la National Electrical-Manufacturers Association (NEMA), cuyos lineamientos son los que consideran los fabricantes de aparatos eléctricos nacionales, los motores tipo jaula de ardilla se clasifican mediante letras y así se tienen seis clases designadas por las letras A, B, C, D, E y F. De esta clasificación, la más empleada en la llamada NEMA clase B, cuyas características son las siguientes: par de arranque normal y baja corriente de arranque.

Algunas de las aplicaciones generales de estos motores son en máquinas herramientas como tornos, esmeriles, fresadoras, prensas, trituradoras, etc.

Las ventajas de los motores de inducción tipo " jaula de ardilla ", son:

- a). - Bajo costo inicial.
- b). - Rotor de construcción simple.
- c). - Compacto.
- d). - No produce chispas que pudieran provocar incendios.
- e). - Lleva poco equipo de control, ya que el rotor no necesita controlarse.

Las desventajas de este tipo de motor son principalmente:

- a).- La corriente tomada que requiere en su arranque es relativamente alta.
- b).- El par de arranque es fijo para un motor dado.

Los motores de rotor devanado, tienen dos ventajas principales sobre los motores tipo "jaula de ardilla"

- 1.- Se puede hacer desarrollar un alto par, para el arranque con corriente de arranque baja; además puede operar a plena carga, con pequeño deslizamiento y buena eficiencia.
- 2.- Se puede cambiar el deslizamiento para lo cual es posible sustituir por otra la resistencia del rotor.

I. 2.- Tipo de Motor.

Los motores pueden ser de eje vertical y de eje horizontal. (Véase figuras Nos. 1, 2, 3, 4 y 5)

I. 2a .- Motor de Eje Vertical.

Los motores verticales son construídos para accionar equipos con flecha vertical, rotando en planos horizontales. El estator de este motor está completamente rodeado de un anillo de acero rolado, con lo que se consigue mayor rigidéz. Mediante el balero de empuje axial, este motor absorbe el peso del equipo al cual opera; los agujeros de montaje se corresponden con los del cabezal de la bomba, facilitando el acoplamiento entre sí. Estos motores se construyen con tapas inferior y superior de fierro fundido.

Los motores verticales están equipados con un mecanismo de seguridad llamado "trinquete de no retroceso",

que asegura la rotación en un sólo sentido, siendo éste la de las manecillas del reloj, viendo el motor desde arriba. (Veáse figuras Nos. 1 y 2) Este dispositivo es necesario, para prevenirle desperfectos a la bomba en caso de una inversión accidental del sentido de rotación, causado por una inversión en las fases del circuito alimentador. Consiste en un disco estacionario con dientes o escalones, y de un plato rotatorio con pernos insertados en barrenos verticales. Cuando el motor empieza a girar en el sentido correcto, las partes inclinadas de los dientes, empujan los pernos hacia arriba, conservándose en esta posición mientras el motor gire por fuerza centrífuga y fricción combinadas. En caso de inversión de marcha, los pernos impiden la rotación en reversa al chocar contra las caras verticales de los dientes.

Tiene un balero superior y un inferior: el balero superior, soporta el empuje axial (Veáse figuras Nos. 1,2) . Algunos motores van equipados con baleros prelubricados, es decir, que no requieren lubricación durante toda su vida, en condiciones normales de trabajo. Otros motores tienen baleros que requieren lubricación adicional de aceite; van provistos de un depósito de regular capacidad, con un indicador de nivel, fácilmente accesibles. El balero inferior sirve solamente de guía a la flecha.

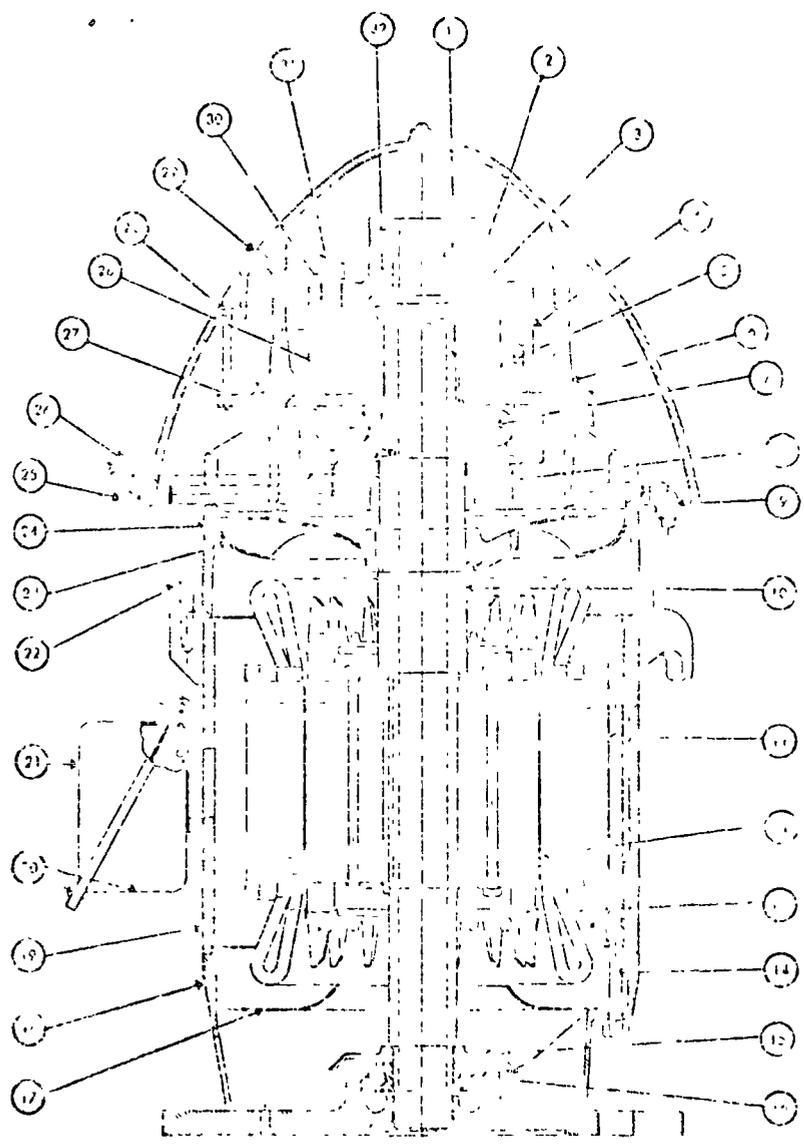
La utilización de motores verticales se hace más común debido a que las bombas de este tipo (verticales tipo-turbina) son las más usadas por sus favorables características, como son: mayor carga de operación, menor espacio en su montaje, no necesitan cebarse, no tienen límite en cuanto a la altura desde su instalación hasta la succión, el promedio de vida útil es mayor y son fáciles de instalar; requiriéndose poco mantenimiento.

1. 2 b. - Motores Horizontales.

Los motores horizontales, son construídos para accionar equipos con flecha horizontal y sus características generales son similares al tipo vertical anteriormente descrito. El rango de capacidades de estos motores es menos limitado que el anterior, debido a que en la industria su uso es más común.

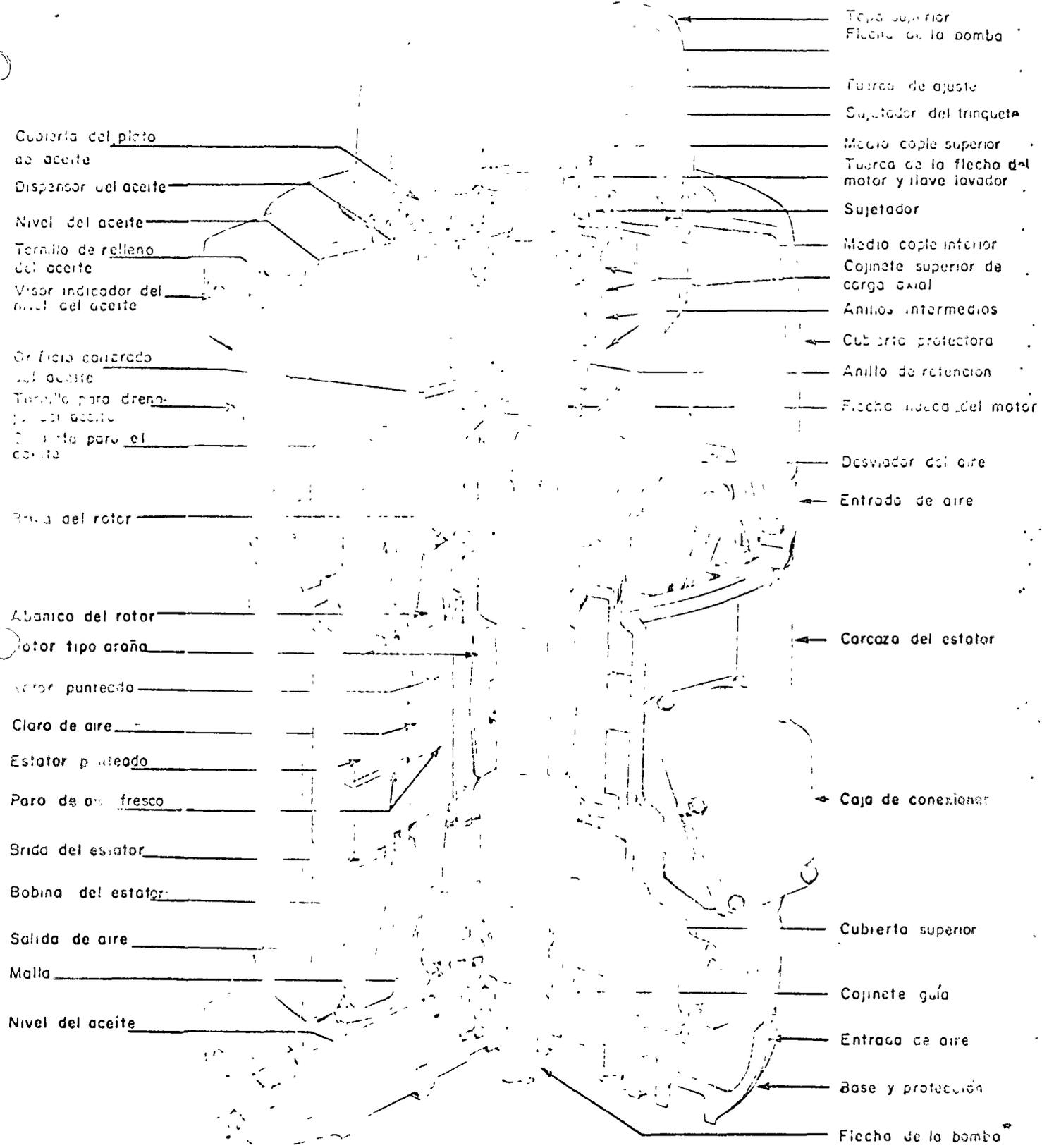
1. 3. - Datos de Placa.

Todos los datos que se requieran para la completa identificación del motor, aparecen en una placa instalada en el cuerpo del motor y fácilmente visible. En esta placa se observa igual-



- 1 Cuña
- 2 Llave de seguridad
- 3 Anillo de la parte superior de la bomba
- 4 Plato propulsor
- 5 Freno rotante al ángulo
- 6 Disco
- 7 Balsa superior de empuje axial
- 8 Elevador de aceite
- 9 Balsa inferior
- 10 Balsa superior
- 11 Núcleo del estator
- 12 Lámina
- 13 Entrehierros del estator
- 14 Tornillos para fijar el estator
- 15 Protector de los polos interiores (en las bombas de alta velocidad)
- 16 Balsa superior inferior
- 17 Puntal
- 18 Tapa interior al eje
- 19 Anillo
- 20 Cuchilla de la bomba
- 21 Cubierta de la caja de conexiones
- 22 Tapa de la conexión
- 23 Ventanilla
- 24 Tapa superior
- 25 Acarreo
- 26 Tapa de la cámara de aceite
- 27 Balsa superior de aceite
- 28 Cámara de retención
- 29 Cubierta superior
- 30 Anillo de presión
- 31 Tornillo
- 32 Anillo de cierre
- 33 Balsa superior inferior

Fig. 1 Motor eléctrico vertical



* Suministrado por el cliente

Fig. 2 MOTOR TIPICO DE FLECHA HUECA CON TRINQUETE DE NO RETROCESO

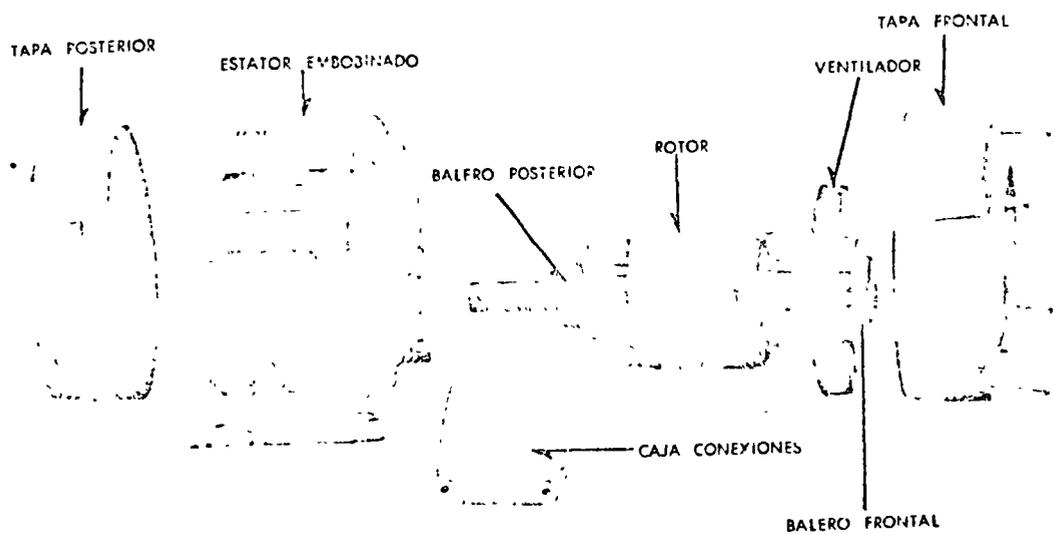


Fig. 3 Motor Electrico Horizontal

Fig. 4 CARACTERÍSTICAS DE UN MOTOR ELÉCTRICAMENTE EXCITADO



mente, el diagrama de las conexiones para facilitar la instalación del motor. Los nuevos pedidos de motores iguales o de piezas de repuesto, se suministran en base a los datos de esta placa.

Westinghouse			
MOTOR DE INDUCCION			
MOD	CP	ARM.	SERIE
DISÑO NEMA	AISLAMIENTO		TEMP AMB °C MAX 30-2300 Mts S N M
TEMP MAX TOTAL COBRE		°C CONT	40-1000 Mts S N M
50 HERTZ	60 HERTZ	3 FASES	CONEXION A
VOLTS		CLAVE	
A. POR LINEA			
R P M.		ROD	
FACTOR DE SERVICIO		ROD	

I.4 Temperatura del Motor.

Es importante conocer las variaciones de temperatura que señalan los fabricantes como recomendables o límites, durante la operación del motor, con el objeto de prever en su instalación que no rebasen tales límites.

Los incrementos de temperatura en los motores eléctricos durante su operación, pueden obedecer a las posibles causas siguientes:

- a).- El voltaje de operación no es el correcto.
- b).- El motor opera en dos fases.
- c).- La flecha de la bomba no gira libremente, demandando mayor potencia.
- d).- El sistema de enfriamiento no opera normalmente.

Deberá tomarse en consideración que los motores, según especificación de los fabricantes, admiten temperaturas máximas que varían en relación con la altitud del lugar de operación, o sea:

En motores con aislamiento clase A :

De 0 a 1 000 m. s. n. m. hasta 90° C. De 1 000 a 2 280 m. s. n. m. hasta 80° C.

En motores con aislamiento clase B:

De 0 a 1000 m. s. n. m. hasta 130° C. De 1 000 a 2 280 m. s. n. m. hasta 100° C.

Para medir la temperatura en los motores deberá emplearse un termómetro con bulbo de mercurio, aplicándolo directamente en los devanados que se encuentran en el interior del motor, o sea, que no con poner la mano sobre el motor y pensar que está caliente significa que realmente el motor está operando con exceso de temperatura.

I.5 Aislamiento.

Aislante eléctrico es toda substancia de tan baja conductividad, que el paso de corriente a través de ella puede ser despreciado.

Los aislamientos que se emplean en los devanados de los motores, son de varias clases. A continuación se citan las más usadas, señalando algunas de sus principales características.

I.5 a Aislamiento de clase A :

a).- Algodón, seda, papel o substancia orgánica semejante que haya sido impregnada o sumergida en un líquido dieléctrico.

b).- Materiales moldeados o laminados con relleno de celulosa, resinas fenólicas o de otro tipo que tengan propiedades similares.

c).- Barnices orgánicos (esmalte) sobre los conductores.

Se considera que un aislamiento está impregnado, cuando una sustancia apropiada ha llenado los espacios de aire entre sus fibras, aunque no llene completamente los espacios entre los conductores aislados.

Una sustancia impregnante, se considera buena, cuando tiene buenas propiedades aislantes y deberá cubrir totalmente las fibras del conductor, llenando los intersticios; entre ellas no deben tener tendencia a formar burbujas dentro de sí, a consecuencia de evaporación de los solventes en ellas empleados, ni por ninguna otra causa; no deben tener flujo durante el funcionamiento de los aparatos a plena carga o a su temperatura máxima de régimen y no deben deteriorarse mucho, aunque estén expuestos prolongadamente a las temperaturas normales de funcionamiento.

I.5 b Aislamiento de clase B :

Mica, asbesto, fibra de vidrio (fiberglas) y otras sustancias inorgánicas similares conglutinadas con material orgánico.

I.5 c Aislamiento de clase F :

Mylamm, fibra de vidrio, poliéster, dacron y resinas epóxicas.

I.5 d Aislamiento de clase H:

a).- Mica, asbesto, fibra de vidrio y otros materiales inorgánicos similares conglomerados con sustancias a base de compuestos de silicone o de materiales cuyas cualidades son equivalentes a las de éstos.

b).- Compuestos de silicone de consistencia semejante a la del caucho o las resinas, o materiales de propiedades equivalentes a las de estos.

La temperatura total permisible para cada una de las clases anteriores citadas son :

Clase de Aislamiento.	Temperatura total permisible (° C)
A	105
B	130
F	155
H	180

Deberá entenderse por temperatura total permisible, a la suma de las temperaturas ambiente y la generada por el motor (Véase figuras No. 6 y 7).

I.6 Protección Mecánica de los Motores.

Esta protección, va encaminada a proteger la parte interna del motor como son: el rotor, embobinados, etc.

Existen varios tipos de protección mecánica para los motores, los cuales están de acuerdo con el uso del motor. A continuación se mencionan los más usuales:

I.6 a Motor a prueba de goteo.

Tiene aberturas de ventilación en tal forma que las gotas de algún líquido o partículas que caigan sobre el motor a un ángulo no mayor de 15° sobre la vertical, no puedan penetrar al motor.

I.6 b Motor a prueba de explosión.

Están diseñados específicamente para reducir al mínimo, el peligro de cualquier explosión interna, calor o flama que pudiera inflamarse los gases circundantes, o sea: en locales donde existan gases inflamables, vapores de gasolina, hidrógeno o éter, los cuales se consideran más peligrosos. Esencialmente esta protección se basa en encerrar herméticamente toda la parte interna del motor.

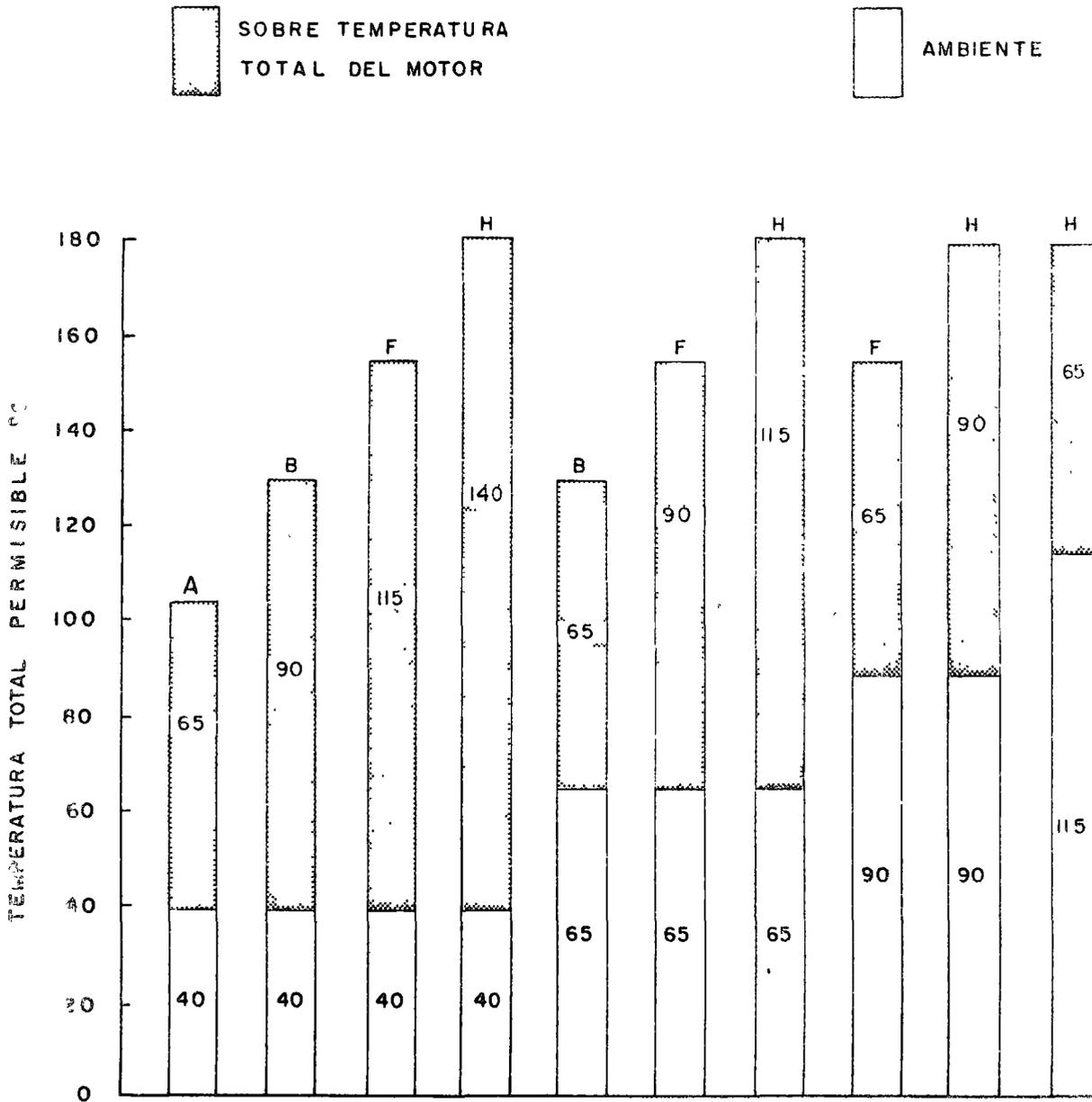


FIG. 6 TEMPERATURA PERMISIBLE POR AMBIENTE Y CLASE DE AISLAMIENTO (A,B,F y H)

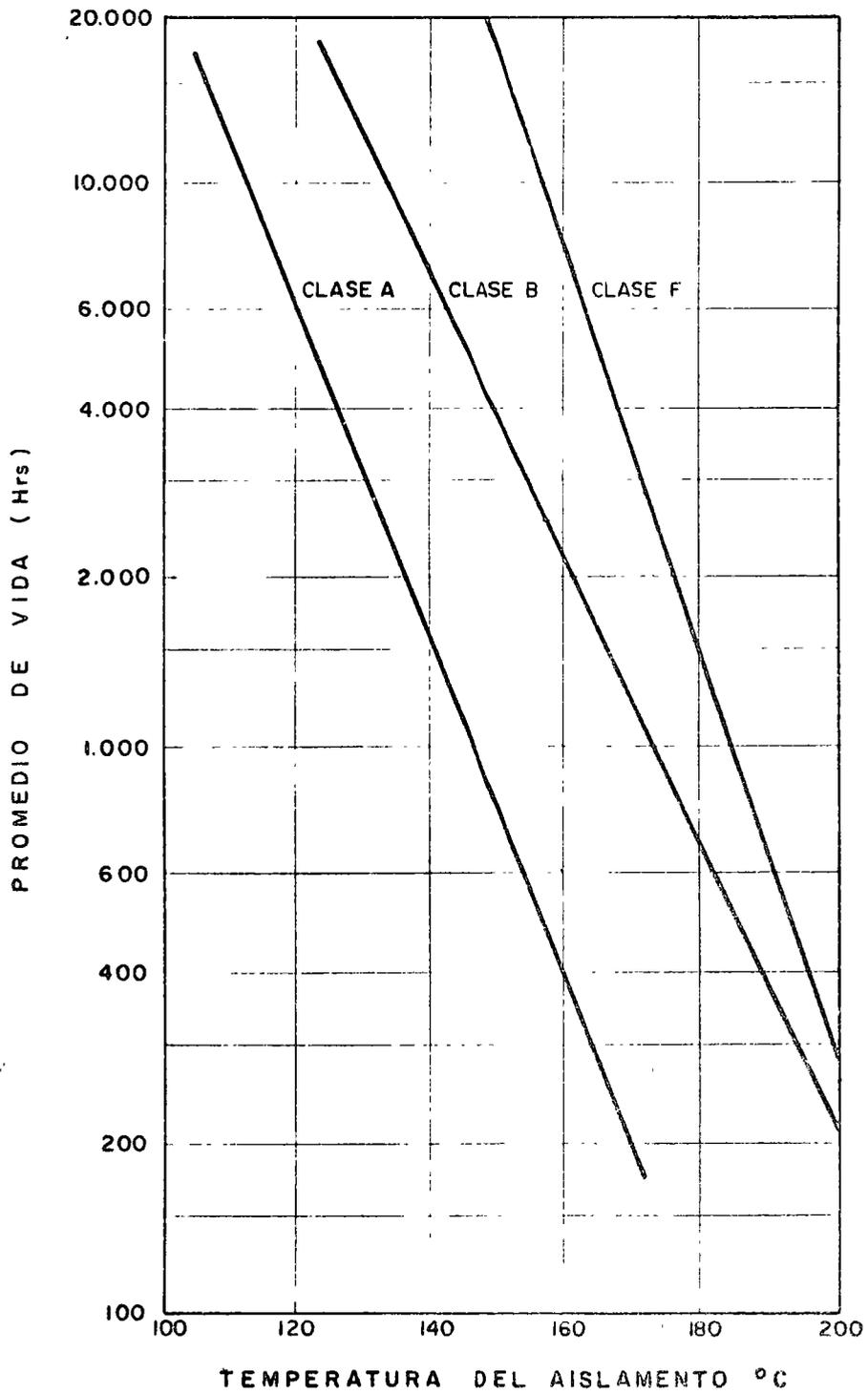


FIG. 7 PROMEDIO DE VIDA DEL DEVANADO EN FUNCIÓN DE LA TEMPERATURA DEL AISLAMIENTO

I.6 c Motor totalmente cerrado.

Están específicamente diseñados para - proveer la protección adicional requerida en aplicaciones donde gases - destructivos, vapores, polvo metálico, emanaciones de ácidos, humedad excesiva o sustancias perjudiciales, hacen inaplicable el uso de motores tipo abierto.

I.7 Motores Sobrados y Sobrecargados.

I.7 a Motores Sobrados.

Se dice que un motor está sobrado, cuando la potencia en la flecha es mayor que la potencia requerida. Deberá cuantificarse la cantidad sobrada, ya que de esto puede determinarse el porcentaje de carga a que está operando el motor. Por ejemplo, si un motor está trabajando al 75% de su carga ($3/4$) se desperdicia un 25% ($1/4$), por lo que su eficiencia baja y en consecuencia, el factor de potencia disminuye a valores tales que resulta antieconómica la operación. (Véase figura No. 8).

I.7 b Motor Sobrecargado.

Un motor está sobrecargado cuando la potencia en la flecha es menor que la potencia requerida. El efecto producido por esta sobrecarga, es la disminución de la "vida" de aislamiento y en algunos casos muy críticos, provoca la destrucción inmediata de los aislamientos y por ende al motor. Mecánicamente también es afectado el motor por esta sobrecarga, puesto que se refleja en los cojinetes, baleros, chumaceras, etc.

I.8 Consecuencias del Bajo Factor de Potencia.

Cuando una industria opera con Bajo Factor de Potencia (menos de 85%), tiene que pagar a la Compañía suministradora de energía eléctrica, una cantidad mayor que el valor del consumo real.

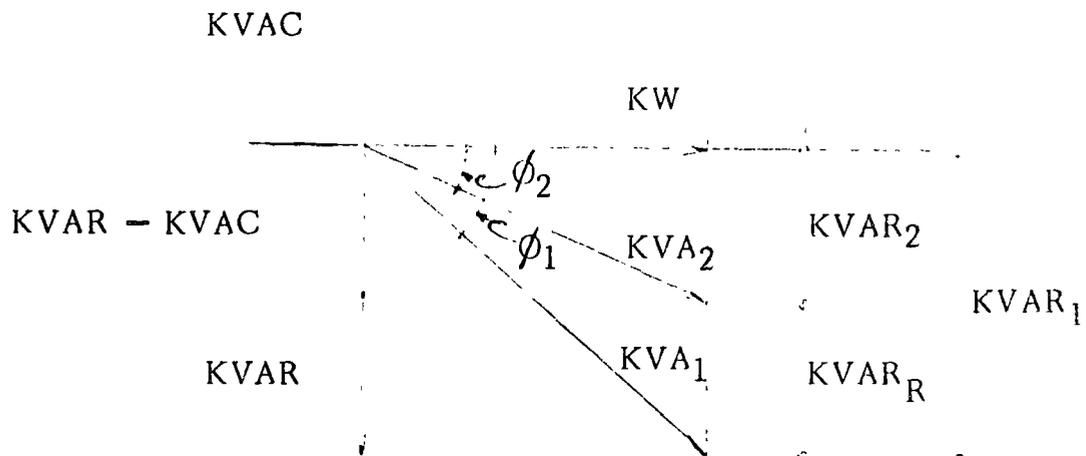
El bajo Factor de Potencia, resulta debido a que en una instalación, un equipo para operar necesita cierta cantidad de energía magnética, como es el caso de los motores, transformadores, reactores de las lámparas fluorescentes, etc., esta energía varía de un 10% a 20% de la energía realmente aprovechada, o sea, tiene un factor de potencia de 80% a 90% .

Para cuando los equipos operan perfectamente, o sea, cuando están operando al 100% de su carga y en forma constante, el factor de potencia será entre 80% y 90% , pero habrá ocasiones en las cuales los equipos operen casi en vacío , en estos últimos casos, es cuando ofrecen una reacción muy poderosa al paso débil de las corrientes eléctricas, que varían entre 30% y 50% , o más de cargas reactivas comparadas con las efectivas; en este caso, cuando el factor de potencia baja a 70% y 50% , el bajo factor de potencia motiva un aumento de intensidad de corriente y caídas de voltaje en las líneas alimentadoras de la Compañía Suministradora, que de persistir ésto, obliga a la compañía a aumentar su capacidad en la planta generadora de electricidad ; por lo que se ha convenido que cuando esto suceda con algún consumidor, éste pague un sobreprecio por el bajo factor de potencia mínimo permitido (85%) entre el factor de potencia promedio mensual medido, por ejemplo : si el factor de potencia es de 42.5 % el sobreprecio sería :

$$\frac{85}{42.5} = 2$$

o sea, el doble de la facturación normal.

El factor de potencia, es el coseno del ángulo que forma el vector voltaje y el vector corriente, esto se debe a que en un circuito de corriente alterna, el voltaje y la corriente no adquieren sus valores máximos en el mismo instante, excepto cuando la carga es puramente resistiva: en el caso de que la carga sea puramente inductiva, la corriente se atrasa 90° y cuando la carga es puramente capacitiva, la corriente se adelanta 90°. Ahora bien, la combinación de cargas inductivas, capacitivas y resistivas, hacen que el valor de la corriente se atrase o se adelante al voltaje; a esto se debe la formación del ángulo de los vectores de valores eficaces de la corriente y el voltaje cuyo coseno es lo que se conoce como el factor de potencia. Se ha convenido que el factor de potencia mínimo permitido sea de 85% . El bajo factor de potencia puede corregirse instalando un banco de condensadores (capacitores).



Lo que necesitamos conocer son los $KVAR_R$ ∴

$$KVAR_R = KVAR_1 - KVAR_2 \quad (1)$$

$$\text{Si } \text{Tang } \phi_1 = \frac{KVAR_1}{KW} \quad \therefore$$

$$KVAR_1 = KW \text{ Tang } \phi_1 \quad (2)$$

$$\text{Tang } \phi_2 = \frac{KVAR_2}{KW} \quad \therefore$$

$$KVAR_2 = KW \text{ Tang } \phi_2 \quad (3)$$

Sust. (2) y (3) en (1) ∴

$$\begin{aligned} KVAR_R &= KW \text{ Tang } \phi_1 - KW \text{ Tang } \phi_2 \\ &= KW (\text{Tang } \phi_1 - \text{Tang } \phi_2) \quad (4) \end{aligned}$$

Fórmula para calcular el tamaño del capacitor requerido.

Ejemplo de la corrección de un Bajo Factor de Potencia. Por medio de aparatos de medición podemos calcular: primeramente con un wattmetro medir los kilowatts y con un voltmetro y un ampermetro el voltaje y la corriente y por ende los KVA.

Ejemplo.

$$\begin{aligned} \text{KW} &= 65 \text{ Kw.} \\ \text{V} &= 220 \text{ Volts.} \\ \text{I} &= 493 \text{ Amps.} \end{aligned}$$

$$\therefore \text{KVA} = \frac{220 \times 493}{1000} = 109 \text{ KVA.}$$

$$\text{Cos } \phi_1 = \frac{\text{KW}}{\text{KVA.}} = \frac{65}{109} = 0.6$$

$$\begin{aligned} \text{Arc. Cos. } 0.6 &= 53.13^\circ \\ \text{Tang } 53.13^\circ &= 1.33 \end{aligned}$$

$\text{Cos } \phi_2 = 0.85$ (Valor al que deberá corregirse).

$$\begin{aligned} \text{Arc. Cos } 0.85 &= 31.78^\circ \\ \text{Tang. } 31.78^\circ &= 0.61 \end{aligned}$$

por lo que sustituyendo estos valores en la fórmula para calcular el tamaño del capacitor adecuado se tiene:

$$\begin{aligned} \text{KVAR}_R &= \text{KW} (\text{Tang } \phi_1 - \text{Tang } \phi_2) \\ &= 65 (1.33 - 0.61) \\ &= 46.8 \\ \text{KVAR}_R &= 47 \text{ KVAC } \acute{o} \text{ KVAR} \end{aligned}$$

CORRECCION DE FACTOR DE POTENCIA

FACTOR DE MULTIPLICACION POR CARGA EN KW. PARA OBTENER

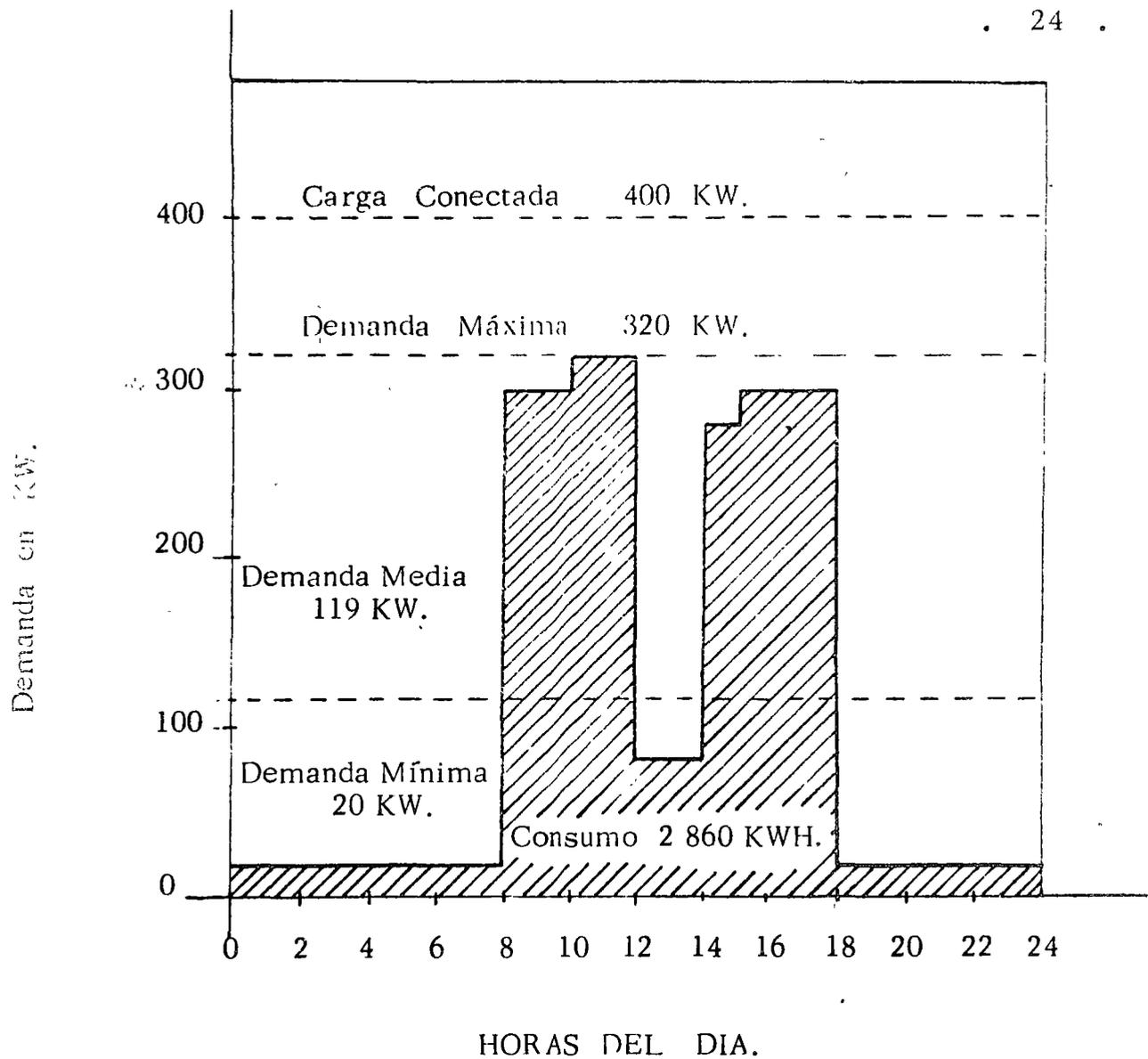
K V A-CAPACITIVOS NECESARIOS PARA CORREGIR AL

FACTOR DE POTENCIA DESEADO.

Factor de Potencia Existente %	FACTOR DE POTENCIA CORREGIDO					
	100%	95%	90%	85%	80%	75%
50	1.732	1.403	1.247	1.112	0.982	0.850
52	1.643	1.314	1.158	1.023	0.893	0.761
54	1.558	1.229	1.073	0.938	0.808	0.676
55	1.518	1.189	1.033	0.898	0.768	0.636
56	1.479	1.150	0.994	0.859	0.729	0.597
58	1.404	1.075	0.919	0.784	0.654	0.522
60	1.333	1.004	0.848	0.743	0.583	0.451
62	1.265	0.936	0.780	0.645	0.515	0.383
64	1.201	0.872	0.716	0.581	0.451	0.319
65	1.168	0.839	0.683	0.548	0.418	0.286
66	1.139	0.810	0.654	0.519	0.389	0.257
68	1.078	0.749	0.593	0.458	0.328	0.196
70	1.020	0.691	0.535	0.400	0.270	0.138
72	0.964	0.635	0.479	0.344	0.214	0.082
74	0.909	0.580	0.424	0.289	0.159	0.027
75	0.882	0.553	0.397	0.262	0.132	
76	0.855	0.526	0.370	0.235	0.105	
78	0.802	0.473	0.317	0.182	0.052	
80	0.750	0.421	0.265	0.130		
82	0.698	0.369	0.213	0.078		
84	0.646	0.317	0.161			
85	0.620	0.291	0.135			
86	0.594	0.265	0.109			
88	0.540	0.211	0.055			
90	0.485	0.166				
92	0.426	0.097				
94	0.363	0.034				
95	0.329					

Ejemplo:

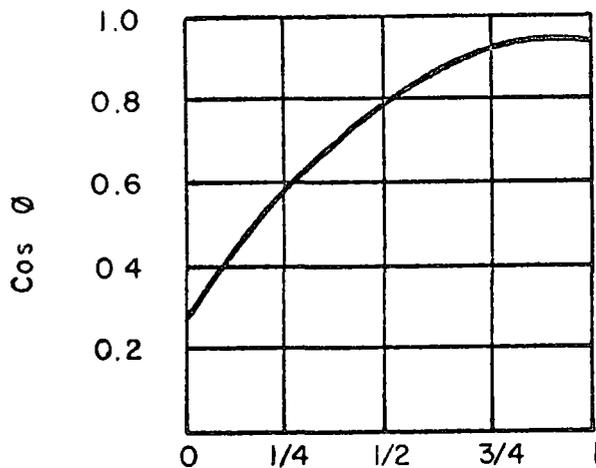
Se tiene una carga de 500 KW a 70% de factor de potencia y se desea encontrar la cantidad de K V A capacitivos necesarios para corregir el factor de potencia a 85%. De la tabla se toma el factor de multiplicación 0.400 correspondiente al factor de potencia existente de 70 % y el deseado de 85%. Por lo tanto $0.400 \times 500 = 200$ K V A capacitivos, es la respuesta.



$$\text{Demanda Media} = \frac{2860}{24} = 119 \text{ KW.}$$

$$\begin{aligned} \text{Factor de demanda} &= \frac{\text{Demanda máxima.}}{\text{Carga conectada.}} \\ &= \frac{320}{400} = 0.8 \end{aligned}$$

$$\text{Factor de carga} = \frac{\text{carga media}}{\text{demanda max.}} = \frac{119}{320} = 0.37$$



Carga operación motor.

Fig. No. 8. Factor de potencia típico de un Motor de Inducción.

1.9 Métodos de arranque para la operación del Motor Eléctrico.

Normalmente, cuando se arranca un motor de inducción tipo jaula de ardilla, éste desarrolla un par de 125% del par de plena carga y toma una corriente de arranque durante este período de 5 a 6 veces la corriente normal a plena carga; es decir, durante el período de arranque un motor puede causar perturbaciones en las líneas de alimentación y en ocasiones hasta puede originar el paro de otros motores conectados a la misma línea. Debido a estas razones, en aquellos casos en que el arranque no se puede efectuar directamente porque la corriente alcanza un valor muy elevado, es necesario efectuar el arranque con un voltaje inferior al normal, reduciendo así la corriente de arranque y el par; por lo que a continuación se mencionan los métodos más usuales.

1.9 a Arranque a tensión completa.

El control más económico y más empleado para motores de inducción, tipo jaula de ardilla, es el de arranque a tensión completa. Este tipo de arranque se efectúa directamente sobre la

línea, mediante arrancadores de línea o tensión completa. Tiene como inconveniente, la aplicación súbita de un par mayor que la de plena carga, el cual puede dañar la flecha de la máquina movida, (torciendo la o rompiéndola en el peor de los casos) inclusive en ocasiones, se provoca el paro de otros motores conectados al mismo sistema. Como norma práctica, se recomienda proteger con arrancadores a tensión completa a los motores de hasta 15 HP inclusive.

Secuencia de Operación.

Al apretar el botón de " Arrancar ", instantáneamente se cierra el contacto de sello; se energiza la bobina y se cierran los " contactos de línea ", quedando el motor conectado a la línea.

Para facilitar al máximo la interpretación del diagrama de conexión, se ha separado el circuito de control.

Al oprimir el botón de " Parar ", se abre el circuito desenergizándose la bobina, e instantáneamente abre los contactos de línea y sello, quedando el motor desconectado. Si se presenta una sobrecorriente en la línea de alimentación, los relevadores térmicos de sobrecarga, abren los contactos interrumpiendo la corriente en la bobina, desenergizándose ésta y quedando desconectado el motor.

Si el voltaje de la línea baja hasta un valor tal que no sea suficiente para que la bobina mantenga el trinquete de retención, se disparará éste abriéndose los contactos y quedando el motor desconectado. (Véase fig. No. 9).

I.9 b Arranque a tensión reducida.

Para evitar toda perturbación y anomalías que se presentan en el arranque de motores de inducción, el arranque a tensión reducida resulta el más conveniente.

Los métodos más usuales para arrancar un motor a tensión reducida, es por medio de: (1) autotransformador, (2) estrella-delta, (3) resistencia en el primario y (4) manual tipo autotransformador.

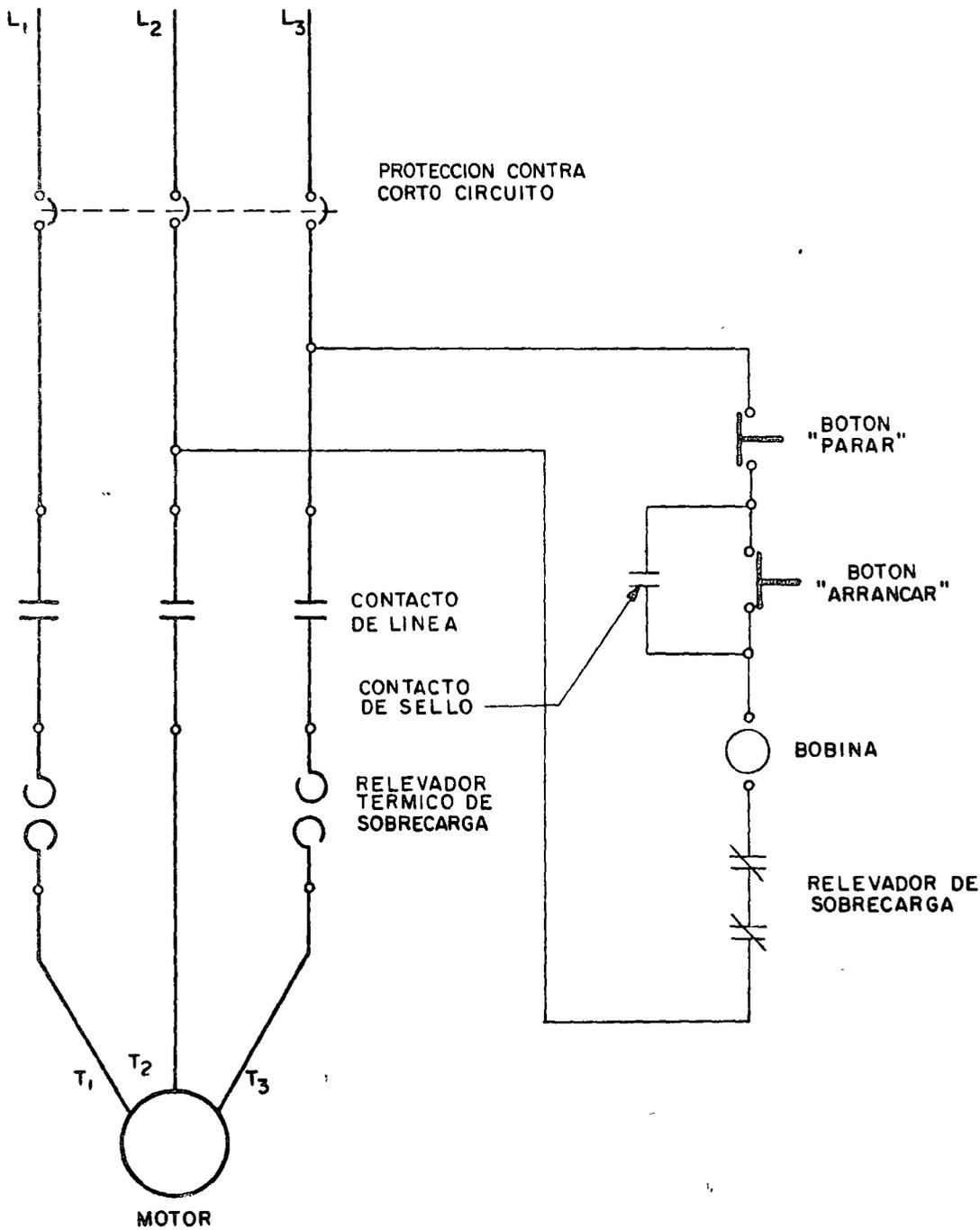


FIG. 9 DIAGRAMA DE CONEXION DE UN MOTOR TRIFASICO PROTEGIDO CON ARRANCADOR MAGNETICO A TENSION COMPLETA

I.9 b₁ Arranque a tensión reducida con autotransformador.

Constituye uno de los medios para arrancar un motor a tensión reducida y consiste en tres piernas o devanados conectados en estrella; cuando el motor ha alcanzado cerca del 80% de su velocidad normal, las conexiones se cambiarán de manera que los autotransformadores estén desconectados y el motor quede conectado a tensión completa. Estos cambios pueden hacerse en forma manual o automáticamente por medio de relevadores de tiempo.

Los autotransformadores están provistos de protección contra sobrevoltajes y sobrecargas con equipo de acción retardada; la mayoría están provistos de tres secciones de derivaciones de tal manera que se puede aplicar el 85%, 65%, o 50% del voltaje normal.

Secuencia de operación.

Al oprimir el botón de arranque, se cierra el circuito energizándose la bobina R, la cual cierra el contacto TR y deja preparado el contacto de tiempo retardado y energizándose la bobina S, la cual abre los contactos S normalmente, quedando alimentado el motor a través de éste a tensión reducida. Después de unos segundos en el cual el motor alcanza el 80% de su velocidad normal, el contacto TR de tiempo retardado, opera haciendo que la bobina S se desenergise y vuelva a su posición normal el contacto S (N.C.) y los contactos S en las terminales del autotransformador, se abren e instantáneamente se energiza la bobina R operando el contacto R (N.C.) abriendo y cerrando los contactos R en las terminales del motor, quedando de esta manera alimentado el motor a su tensión plena.

Al oprimir el botón "Parar", se abre el circuito desenergizándose la bobina TR e inmediatamente, se abren los contactos TR de sello y TR de tiempo retardado desenergizando la bobina R, la cual abre los contactos R de las terminales del motor, quedando éste desconectado. (Véase fig. No. 10)

I.9 b₂ Arranque en Estrella-Delta.

Este método es el más simple para arrancar a tensión reducida y consiste en conectar en Estrella el arrollamiento del estator durante el arranque y en Delta durante la operación al alcanzar el motor cierta velocidad. Con ello se reduce la tensión a un 50% -

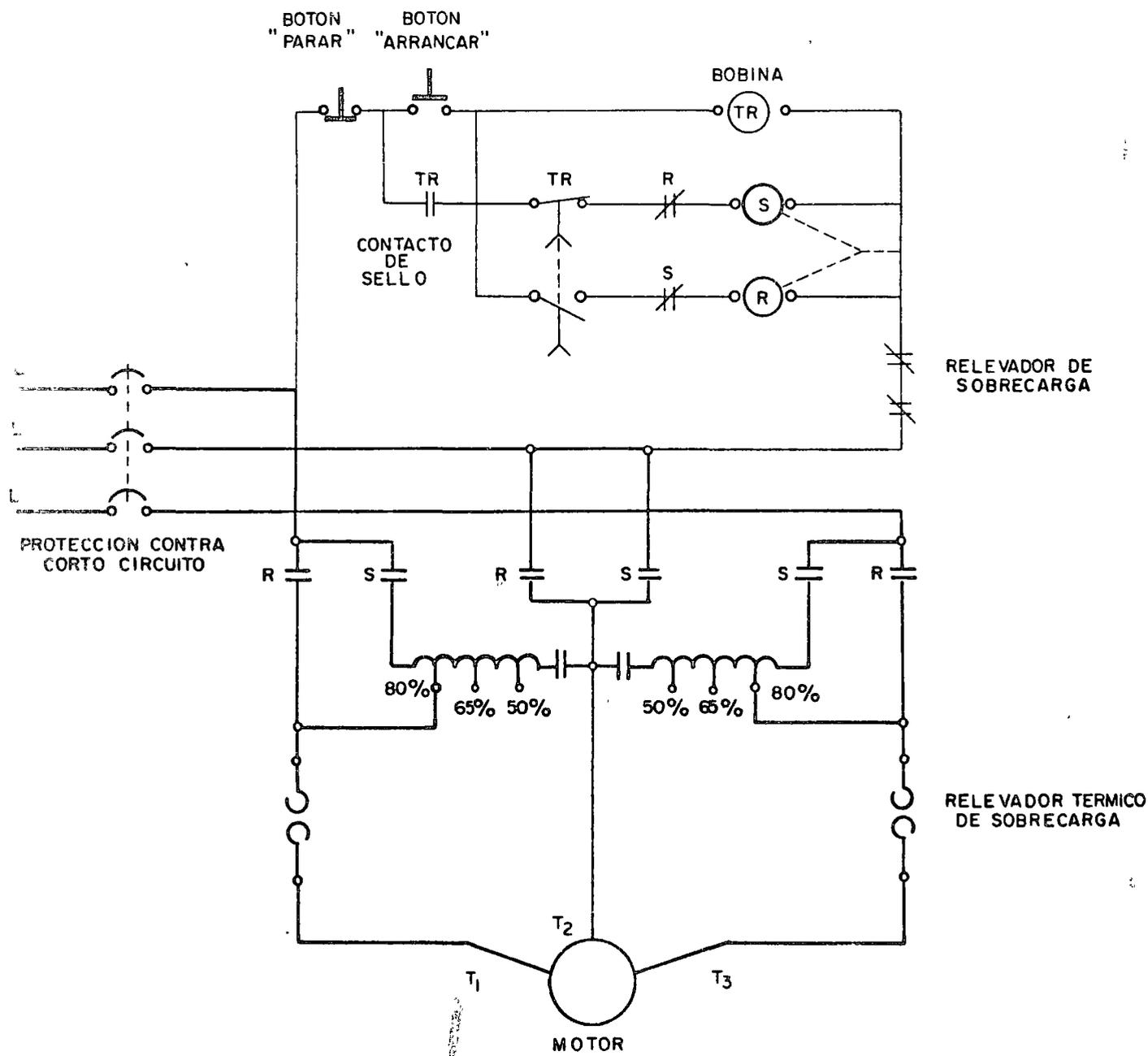


FIG. 10 DIAGRAMA DE CONEXION DE UN MOTOR TRIFASICO PROTEGIDO CON ARRANCADOR MAGNETICO A TENSION REDUCIDA CON AUTOTRANSFORMADOR

aproximadamente. Este método es aplicable a motores de 6 terminales y de pequeña capacidad (de 10 a 20 H.P.)

I. 9 b₃ Arranque con resistencia en el primario.

Este método consiste en conectar el estator del motor a través de una resistencia en serie trifásica regulable, de tal forma que conforme el motor se va acelerando, la resistencia se cortocircuita en una o en varias etapas, quedando el motor alimentado a su tensión plena.

I. 9 b₄ Arranque manual a tensión reducida con autotransformador.

En este caso, las operaciones de conexión y desconexión que se vió en el caso de arranque a tensión reducida magnéticamente usando relevadores de tiempo, se efectuará manualmente por medio de un mecanismo que se opera por medio de una palanca.

El ajuste de corriente y par de arranque, se logran fácilmente, cambiando las derivaciones del autotransformador. Existe una variedad de elementos térmicos que forman parte del relevador de sobrecarga, que cubren un amplio rango de corriente a plena carga de motores, las cuales se seleccionan usando las tablas de capacidades que se adjuntan en cada equipo, o en su defecto en catálogos. La protección contra baja tensión, por medio de una bobina de bajo voltaje, evita el re arranque automático despues de una interrupción de energía eléctrica.

Secuencia de Operación.

Al colocar la palanca en " arranque ", se efectúa la conexión de los contactos (A), quedando conectado el motor por medio de los autotransformadores; una vez obtenida la velocidad a plena carga del motor, se hace la transposición de la palanca a "marcha" desconectando los contactos (A) y conectando los (M); quedando de esta manera conectado el motor a la tensión de la línea. Si se presenta una sobrecorriente en la línea de alimentación, los relevadores térmicos de sobrecarga abren los contactos, interrumpiendo la corriente en la bobina desenergizándose ésta y quedando el motor desconectado. Si el voltaje de la línea baja hasta un voltaje tal que no sea suficiente para que la bobina mantenga el triquete de retén, se disparará éste, abriéndose los contactos y quedando el motor desconectado. (Véase fig. No. 11).

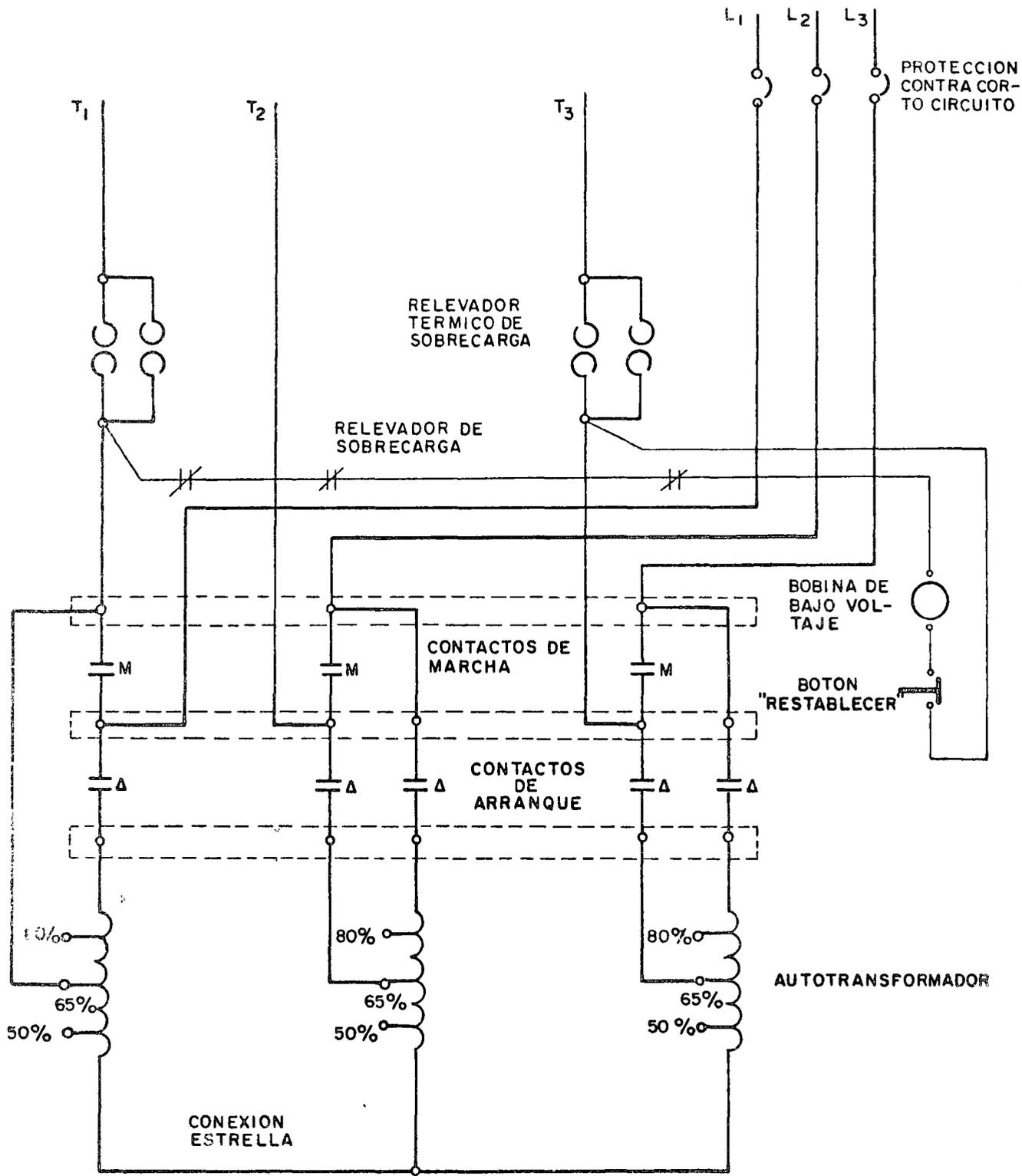


FIG. 11 DIAGRAMA DE CONEXION DE UN ARRANCADOR MANUAL A TENSION REDUCIDA TIPO AUTOTRANSFORMADOR

Para parar el motor es suficiente con oprimir el botón "Restablecer" y la palanca vuelve por sí sola a la posición "Parado".

Después de esto último, accione el interruptor en la posición "Off" ó --abierto.

NOTA:

Toda la secuencia de operación anterior, es cuando el equipo de control (arrancador) es de operación manual; en caso de no serlo, solamente deberá operarse un botón "Arrancar" y otro "Parar", siendo estos arrancadores del tipo magnéticos.

CENTRO DE CONTROL DE MOTORES

Es un tablero que agrupa un conjunto de controles cuya función principal es el arranque de motores, así mismo puede contener tableros de alumbrado y distribución y otros dispositivos eléctricos de control.

En estos centros de control pueden usarse arrancadores desde el tamaño 1 hasta el tamaño 6. Estos tamaños son designados de acuerdo a las normas NEMA.

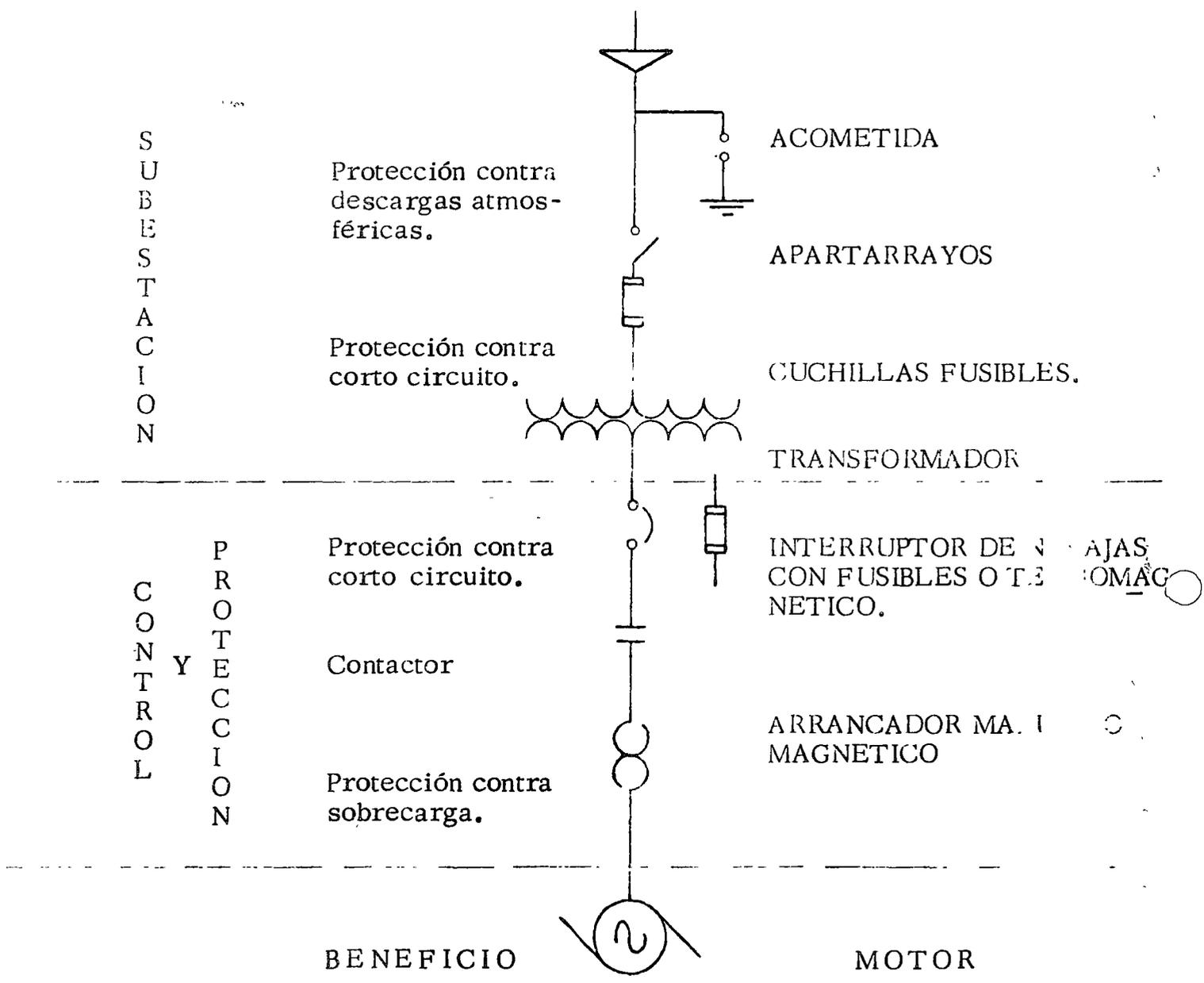
Las aplicaciones fundamentales de estos centros de control son en fábricas de papel, cemento, bombeo de agua, molinos de acero, etc.

Estos centros se suministran para dos clases de aplicación de acuerdo a las normas NEMA, en clase I y en clase II.

CLASE I. - Están formados por unidades de arrancadores y otro equipo de control agrupados en un gabinete. Las unidades son independientes en cuanto a su funcionamiento dentro del mismo centro de control de motores por lo que no existe bloqueo o interconexiones entre ellos.

CLASE II. - En este todas o algunas de las unidades dependen en cuanto a su funcionamiento de otras unidades dentro del mismo tablero o de dispositivos fuera de este y que vigilen un proceso industrial.

ELEMENTOS CONSTITUTIVOS DE UNA INSTALACION ELECTRICA PARA LA ALIMENTACION DE MOTORES



CAPITULO II

SUBESTACION ELECTRICA.

II. 1. - Definición.

Una subestación eléctrica, es un conjunto de elementos o dispositivos que nos permiten cambiar o conservar las características de energía eléctrica (voltaje, corriente, frecuencia, etc.)

II 2. - Elementos constitutivos de una subestación.

Los elementos que constituyen una subestación son: Elementos principales y Elementos secundarios.

Entre los primeros se tienen:

(1) Transformadores, (2) interruptor de potencia, (3) cuchillas fusibles, (4) apartarrayos.

Entre los secundarios se tienen:

(1) Cables de potencia, (2) alumbrado, (3) estructura, (4) herrajes, (5) sistema de tierra, (6) equipo contra incendios, etc.

II. 2. a. - Transformador.

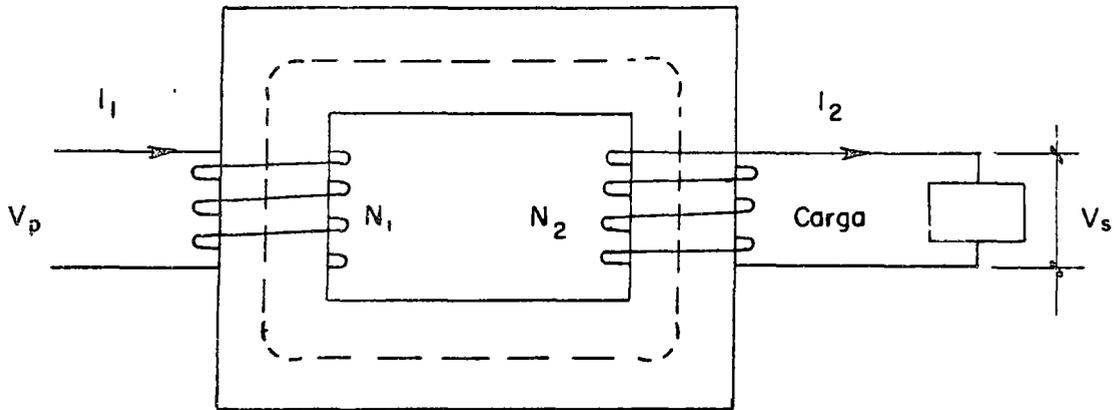
Es un dispositivo que transfiere energía eléctrica de un circuito a otro conservando la frecuencia constante, bajo el principio de inducción electromagnética. Tiene circuitos eléctricos que están eslabonados magnéticamente y aislados eléctricamente.

Acción transformadora. - Cuando dos bobinas son inductivamente acopladas, el flujo pasa a través de una y entonces también pasa a través de la otra, esto quiere decir que las bobinas tienen un circuito magnético común.

Este elemento es el que nos hace posible la operación de un motor eléctrico, en las zonas en las cuales la alimentación eléctrica es en alta tensión, dichos voltajes son los más comunes; - 13 200 volts, 34 500 volts, etc.

Por lo tanto, la función del transformador es en este caso, reducir el voltaje hasta un valor tal que sea el de operación del motor, que usualmente es de 220 volts. o 440 volts.

Diagrama elemental de un Transformador.



Elemento Constructivo de un Transformador.

1. - Núcleo de circuito magnético.
2. - Devanados.
3. - Aislamiento.
4. - Aislante.
5. - Tanque.
6. - Boquilla.
7. - Ganchos de sujeción.
8. - Válvula de carga de aceite.
9. - Valvula de drenaje.
10. - Tanque conservador.
11. - Tubos radiales.
12. - Base para rodar.
13. - Placa de tierra.
14. - Placa de características.

15. - Termómetro
16. - Manómetro
17. - Cambiador de derivaciones (taps)

Los Transformadores se clasifican por:

- a) Forma del núcleo
 1. - Columna
 2. - Acorazado
 3. - Envolvente
 4. - Radial
- b) Número de Faces
 1. - Monofásico
 2. - Trifásico
- c) Número de devanados
 1. - Dos devanados
 2. - Tres devanados
- d). - Medio Refrigerante
 1. - Aire
 2. - Aceite
 3. - Líquido inerte
- e). - Tipo de enfriamiento
 1. - Enfriamiento OA
 2. - Enfriamiento OW

3. - Enfriamiento OW/A
4. - Enfriamiento OA/AF
5. - Enfriamiento FOA
6. - Enfriamiento OA/FA/FOA

Pruebas a un transformador.

El objetivo principal de una prueba es la de comprobar el estado que guardan los aislamientos de los devanados antes de ponerse en servicio.

Las pruebas on las siguientes:

1. - Rigidez dieléctrica del aceite
2. - Resistencia de aislamiento
3. - Prueba de potencial aplicado
4. - Prueba de sobrepotencial (potencial inducido)
5. - Prueba de impulso

1. - Rigidez dieléctrica del aceite .

Esta consta en aplicar una tensión de 3 kv por segundo aproximadamente al aceite el cual se va a medir su rigidez, se vierte aceite en una copa especialmente para dicha prueba en el cual se encuentran unos electrodos (2) previamente calibrados (o.25 cm)

Cuando el aceite rompa, se toma la lectura correspondiente, repitiendo esta operación varias veces la cual no debe ser menor de 25 CV para considerar que el aceite esté en buen estado.

2. - Resistencia de aislamiento.

Esta sirve para darse una idea del estado en que se encuentran los -
aislamientos, y decidir si estos están en condiciones de soportar es
fuerzos dieléctricos que se originan al aplicar tensiones durante su
operación.

La medición se efectúa comunmente con un Megger, -
que consta de una fuente de C. D. y un indicador Megohms.

Las Pruebas son las siguientes:

1. - Resistencia de aislamiento de Alta tensión contra ba
ja tensión.
2. - Resistencia de aislamiento de Alta tensión contra ba
ja tensión más tanque a tierra.
3. - Resistencia de aislamiento de Alta tensión más tan -
que a tierra contra Baja tensión.

3. - Prueba del potencial aplicado.

Esta consiste en aplicar un voltaje mínimo de 4 000 volts
durante 60 segundos.

Este voltaje se aplicará gradualmente desde cero hasta el
voltaje mencionado y después del tiempo reducirlo gradualmente hasta
llegar al mínimo valor; de esta forma saldrán al máximo las burbujas -
que pueda tener el aceite del transformador.

4. - Prueba de sobre potencial (Potencial Inducido)

Esta consiste en comprobar el estado del aislamiento en -

tre espiras y entre las secciones que tiene un mismo devanado. Se excita uno de los devanados del transformador generalmente el de menos tensión con un voltaje del 200% del que corresponde a dicho devanado o sea Voltaje de prueba = 2 Voltaje normal esta prueba deberá hacerse con una frecuencia de 120 c.p.s y su tiempo de duración será el correspondiente a completar 7 200 ciclos

$$t = \frac{7\ 200}{\text{frecuencia aplicada}}$$

siempre la frecuencia empleada es mayor que la de alimentación.

5. - Prueba de impulso.

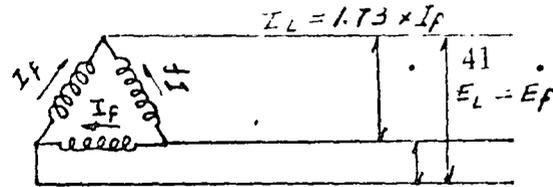
Esta, como la de tensión aplicada son destructivas por lo que se efectúan un mínimo de veces en cada aislamiento.

La prueba se desarrolla de acuerdo a los normales de impulso:

- 1. - 1 onda completa del 50% del nivel de aislamiento.
- 2. - 2 ondas abatidas en la parte descendente.
- 3. - 1 onda completa con cresta igual al nivel de aislamiento.

La onda standard de impulso para la prueba es de 1.5 x 40 micro seg (onda americana); si el transformador es capaz de disipar estas ondas sin dañarse, pasa la prueba.

Esta prueba es para comprobar que el transformador soporta las ondas presentadas durante las descargas atmosféricas.



Conexión delta-delta. ($\Delta-\Delta$)

Esta conexión en transformador monofásico se usa generalmente en sistemas en que los voltajes no son muy elevados y especialmente en aquellos casos en que la continuidad de un sistema debe ser mantenido, esta conexión se emplea tanto para elevar la tensión como para reducirla.

En caso de falla o reparación, la conexión delta-delta pueden convertirse en una conexión delta abierta-delta abierta.

Conexión estrella-estrella. ($Y-Y$)

Esta conexión dá servicio satisfactorio unicamente en las cargas trifásicas balanceado; cuando la carga es desbalanceada, el neutro eléctrico estará en el centro exacto de un punto que hará los tres contactos de línea a neutro desigual. Esta conexión se emplea en sistemas que operen con tensiones relativamente elevadas y en instalaciones de potencia a cuatro hilos.

Tiene los siguientes inconvenientes:

- a). - Las tensiones en las fases dependen de las cargas y de las características magnéticas de los núcleos de los transformadores
- b). - La tercera armónica no puede existir en forma de corriente debido a que no hay regreso por ella. (solamente cuando se une el neutro del primario con el neutro del degenerador en el caso de plantas)

Conexiones Trifásicas de Transformadores.

En algunos sistemas con frecuencia es necesario instalar bancos de transformador monofásico en conexiones trifásicas, de acuerdo con las necesidades que se presenten; así mismo en transformador para instrumentos.

Existen algunas formas de conectar un banco trifásico, algunos de los más usuales son los siguientes:

1. - Conexión delta-delta
2. - Conexión estrella-estrella
3. - Conexión delta-estrella
4. - Conexión estrella-delta

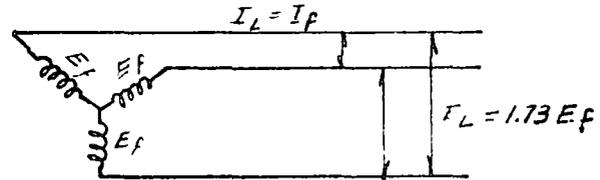
Existen además dos tipos de conexión empleadas en algunos casos de dos transformadores. En conexión trifásica estas conexiones son las llamadas delta abierta - delta abierta y T.T.

Las principales condiciones para la conexión en banco de transformadores monofásicos son:

1. - Que los transformadores tengan la misma capacidad en KVA.
2. - Que los voltajes primarios y secundarios sean iguales.
3. - Que tenga idénticas marcas de polaridad
4. - Que los transformadores sean de un mismo fabricante.

c). - En caso de fallar uno de los transformadores o fallar por alguna razón no es posible alimentar carga trifásica

Conexión delta-estrella. $(\Delta-\Upsilon)$



Esta conexión es de las más empleadas, por ejemplo en los sistemas de potencia para elevar voltajes de generación o voltajes de transmisión; el sistema de distribución es muy empleado para distribución a cuatro hilos para la alimentación de fuerza y alumbrado.

Conexión estrella-delta $(\Upsilon-\Delta)$

Esta conexión es contraria a la anterior, por ejemplo en el sistema de potencia la conexión delta-estrella es empleada para elevar voltajes de la conexión estrella-delta para reducir voltajes; con ambos casos los devanados conectados en estrella se conectan al circuito de más alto voltaje por razones de aislamiento fundamentalmente.

El sistema de distribución esta conexión es poco usual salvo en algunas ocasiones para distribución en tres hilos.

Operación en paralelo de transformadores.

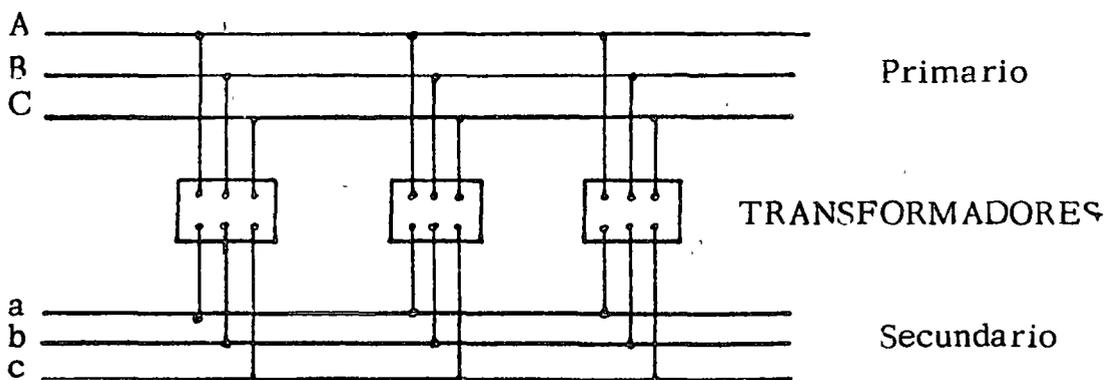
Se dice que dos transformadores están operando en paralelo cuando sus primarios están conectados en una misma fuente y sus secundarios a una misma carga.

Dos o más transformadores operan en paralelo cuando

la capacidad de generación es muy grande y no se fabrica transformadores para dicha capacidad o bien si se quiere repartir la carga; cuando se aumenta la capacidad instalada en alguna industria o sistema, resulta más conveniente conectar en paralelo con el transformador existente otro transformador para satisfacer la demanda, que instalar un nuevo transformador que tenga la capacidad total; cuando se desea continuidad de servicio en una instalación donde la carga se divide en dos o más transformadores en paralelo de tal manera que el servicio no quede interrumpido por falla o reparación de un transformador.

Para que dos o más transformadores operen correctamente en paralelo, deben satisfacer las siguientes condiciones;

- 1). - Que tengan igual relación de transformación (iguales voltajes en sus devanados primarios e iguales voltajes en sus devanados secundarios.
- 2). - Impedancias inversamente proporcionales a sus capacidades.
- 3). - Igual relación de resistencia a reactancia $\frac{R}{X}$
- 4). - Igual polaridad
- 5). - Deben conectarse con la misma secuencia de fases



II. 2 b Interruptor.

Es un dispositivo cuya función es interrumpir o establecer la continuidad en un circuito eléctrico. Si la operación se efectúa sin carga, el interruptor recibe el nombre de cuchilla desconectadora; si la operación se efectúa con carga o con corriente de corto circuito, el interruptor recibe el nombre de interruptor de potencia. Existen tres tipos de interruptores muy usuales, los cuales son: (1) interruptor de navajas con fusibles de seguridad (2) interruptor termomagnético y (3) interruptor electromagnético.

II. 2 b 1 Interruptores de navajas con fusibles.

Son comunmente llamados de seguridad; son dispositivos desconectadores completos con portafusibles, contenidos en una caja metálica, operados desde afuera de la caja metálica. Su función es la de conducir la corriente normal del circuito en donde están operando sin sobrecalentarse, conectar y desconectar la energía eléctrica a voluntad del operario, interrumpir cargas anormales y cortos circuitos. Se fabrican en dos tipos básicos que son: (1) servicio pesado, que son usados en donde se necesita seguridad, continuidad de servicio y en circuitos con tensión hasta de 600 V.C.A. (volts corriente alterna) y (2) servicio ligero, en estos se reduce su funcionamiento a servicios de protección en instalaciones residenciales y comerciales y en sistemas cuyo voltaje no sea mayor de 240 V.C.A. En estos dispositivos, una condición anormal y de sobrecarga, o de corto circuito, pueden dar lugar a que solamente un fusible se funda en un circuito trifásico; en estas condiciones, la carga recibe alimentación monofásica, lo que no es peligroso cuando se trata de alumbrado o de circuitos de calefacción, pero en cambio da lugar a sobrecalentamientos excesivos en los motorestrifásicos. El mantenimiento se reduce a cambiar los fusibles dañados por la sobre corriente.

II. 2 b 2 Interruptor termomagnético.

Son dispositivos cuyo elemento sensible es una combinación del tipo térmico y magnético. El elemento térmico, es generalmente el protector debido a fallas por sobrecargas y consiste en un elemento bimetálico que tiene diferentes rangos de expansión térmica; el calor producido por una corriente excesiva, causará que el elemento térmico se flexione y de esta manera abrir el circuito; recobrando su estado normal en cuanto adquiere su temperatura inicial y desaparecido la falla. El elemento magnético, es el elemento protec

tor contra corto circuito y opera cuando circula una corriente determinada a través de la bobina, esto hace que la armadura sea atraída, efectuándose la apertura del circuito volviendo la armadura a su estado normal cuando desaparece la falla.

II. 2 b₃ Interruptor electromagnético.

La función de este es similar al termomagnético, pero con mayor capacidad, operación manual o eléctrica. Su selectividad de graduación para el disparo, es más completa debido a que se ajusta con mayor precisión, es factible de adaptar al disparo, alarma óptica o alarma audible, siendo esto muy beneficioso; en consecuencia, su aplicación resulta funcional, en instalaciones donde se tenga mayor control y protección de equipos eléctricos.

II. 2 c Cuchilla fusible.

Es un elemento de conexión y desconexión y tiene dos funciones: como cuchilla desconectadora y como elemento de protección. El elemento de protección lo constituye el dispositivo fusible que se encuentra dentro del "cartucho", éste se selecciona de acuerdo con el valor de la corriente nominal que circulará por él.

II. 2 d Apartarrayos.

Las sobretensiones que se presentan en la instalación de un sistema, pueden ser de dos tipos:

- a).- Sobretensiones de origen atmosférico.
- b).- Sobretensiones por fallas en el sistema.

El apartarrayo es por lo tanto, el dispositivo que permite proteger las instalaciones contra sobretensiones de origen atmosférico.

Estas sobretensiones se presentan en la línea de alimentación, en forma de ondas de voltaje, que viajan a través de los alimentadores. Estas ondas tienen un valor de pico muy elevado, que de no existir el apartarrayos, ésta llega hasta el equipo instalado destruyéndolo perforando su aislamiento. El apartarrayos es pues, el elemen

to que por decirlo así, corta el valor de la onda de voltaje, permitiendo - que solamente continúe a los equipos una pequeña cantidad de energía, la cual ya no es perjudicial; la otra cantidad que es mayor, se dispersa en el terreno por medio de un sistema de tierras, éste consiste en la instalación de electrodos, interconectados por cables conductores desnudos.

El envío de energía eléctrica al sistema de tierras lo efectúa el apartarrayos, por medio de explosores, placas de carbón, etc, elementos que constituyen los apartarrayos.

II. 2 e Conductores eléctricos.

Para construir un circuito eléctrico, puede emplearse cualquier conductor de la electricidad. Un conductor de la electricidad es aquel material que ofrece poca oposición de resistencia al paso de la corriente eléctrica a través de él. Todos los metales son buenos conductores; sin embargo, unos son mejores que otros. Los más usuales son el cobre y el aluminio, empleándose en más del 90% de la fabricación de conductores el cobre. Los conductores comunmente usados en instalaciones eléctricas, están clasificados desde el No. 20 al 0000 (4/0) en el sistema AWG, (American Wire Gage), despues del No. 4/0 - los calibres de los conductores se designan en miles de circular mils (MCM); siendo estos desde el No. 250 MCM hasta el No. 2 000 MCM. Existe una infinita variedad de conductores en forma de cable o alambre, - siendo estos desnudos o aislados, en diferentes tipos de aislamiento y fabricados por infinidad de empresas.

II. 2 f Sistema de tierras.

Este sistema tiene como finalidad principal el de proteger las instalaciones y equipos eléctricos, así como al personal encargado de la operación de la instalación y equipos eléctricos; proporcionar el punto de descarga para apartarrayos, habilitar la conexión del equipo con neutro a tierra, asegurar que las partes sin corriente estén al potencial de tierra, o sea cero, esto es: las armazones de equipos barandales, tableros eléctricos, carcaza de motores, etc. Para el logro de este fin, se deberá instalar en el terreno uno o varios electrodos (varilla Copper Weld), interconectados con alambre o cable desnudo, interconectando los equipos. El valor de la resistencia de tierra, no deberá ser mayor de 25Ω (ohms) de acuerdo con el R.O.I.E. (Reglamento de Obras e Instalaciones Eléctricas, Art. 9.31).

SUBESTACIONES UNITARIAS

Algunas de las razones por las cuales la popularidad de las subestaciones unitarias va en aumento son las siguientes:

1. - Son diseñadas totalmente por el fabricante, lo que dá por resultado una subestación compacta, apariencia moderna, fácil de instalar, fácil de ordenar. Puede ser para interior o exterior.
2. - Su costo es bajo, ya que su diseño se produce en serie, métodos de manufactura y ensamble normalizador.
3. - La construcción es totalmente blindada "de frente muerto", - proporciona seguridad y confiabilidad.

Estos tipos de subestaciones constan de tres grupos de componentes. El primer grupo es la sección para la línea de llegada, la cual proporciona los medios para recibir el cable de entrega de energía y el equipo de medición de la compañía suministradora.

El segundo grupo es una sección de cuchillas de prueba, operadas en grupo desde el grupo del tablero.

El tercer grupo es la de interruptor, con carga tipo alduti, fusibles de potencia, apartarrayos, luces, postes de tierra.

El cuarto grupo es transformador el cual convierte o transforma la energía del voltaje primario a un voltaje adecuado para la distribución a los equipos consumidores. El nivel del voltaje primario y secundario dependerá de la alimentación y del equipo alimentado respectivamente.

El quinto grupo es el equipo de baja ten
sión el cual distribuye la carga total entre varios alimentado res derivados.

CAPITULO - III -

III 1 RECEPCION DE UNA INSTALACION ELECTRICA.

Para la aprobación y visto bueno de la instalación de un motor eléctrico, así como sus dispositivos de control y protección, el Ingeniero deberá realizar una minuciosa inspección previa de toda la instalación y en seguida deberá realizar la prueba de funcionamiento efectuando las mediciones y lecturas correspondientes. A continuación, se describe en forma general los pasos a seguir.

Equipos de Control y Protección. -

La recepción de estos elementos se reduce a los puntos siguientes:

a). - Se medirá el potencial sin carga entre los diferentes conductores en los bornes ó terminales del interruptor y del arrancador del lado de la carga.

b). - Se medirá el potencial a tierra de los diferentes conductores, en las terminales ó bornes del interruptor y del arrancador, del lado de la carga.

Motores. -

a). - Se efectuarán pruebas dieléctricas en los correspondientes bornes ó terminales del motor en su caja de conexiones, a fin de verificar que no existan cortos circuitos, humedad en los embobinados, falsas conexiones, circuitos a tierra, etc.

b). - En el momento de arranque del motor, se medirá la máxima demanda de corriente del mismo, para verificar que esté dentro de la tolerancia estipulada por el proyecto, por el ROIE y por el fabricante.

c). - Todos los trabajos que ejecute el contratista en la instalación de motores eléctricos, se sujetarán estrictamente a lo estipulado en las normas y planos del proyecto y/o las órdenes del Ingeniero; los materiales empleados en dicha instalación, deberán ser nuevos y de primera calidad, producidos por fabricantes acreditados y sometidos a la previa aprobación del Ingeniero.

Tierras. -

La varilla o electrodo copperweld, deberá estar clavada hasta que el extremo superior quede a nivel igual a 30 cm. bajo la superficie natural del terreno, todos los motores eléctricos instalados por el Contratista, deberán quedar con sus corazas conectadas a tierra en la forma señalada por el proyecto y/o por el Ingeniero. (Art. 28-59 del ROIE).

Las cajas del interruptor, arrancador y cualquier otro dispositivo eléctrico auxiliar del motor, deberán de conectarse a tierra en la forma señalada por el proyecto y/o por el ingeniero y de acuerdo con lo estipulado (Art. 9-17 del ROIE).

Retenidas. -

El ancla y muerto para retenidas, se colocarán en posición, procurando que la base del eje del ancla, quede a flor de tierra y en seguida se rellenará la cepa utilizando piedras grandes y tierra en capas alternadas y apizonando frecuentemente.

Subestación eléctrica. -

Se entenderá por la instalación de la subestación eléctrica, al conjunto de operaciones que deberá ejecutar el Contratista para montar, conectar y probar a satisfacción del ingeniero, la estructura de alta tensión, equipo de transformación, equipo de control, conductores, accesorios y dispositivos eléctricos, que conjuntamente constituyen una subestación reductora de "Alta" a "Baja" tensión, destinada a hacer posible la utilización de energía eléctrica en un motor eléctrico que sirva como máquina motriz de una unidad de bombeo.

Todo trabajo de instalaciones eléctricas que se encuentre defectuoso a juicio del Ingeniero, deberá ser reparado por el Contratista por su cuenta y cargo. Ninguna instalación eléctrica que adolezca de defectos, será recibida por el Ingeniero hasta que estos hayan sido reparados satisfactoriamente y la instalación quede totalmente correcta y cubriendo los requisitos mínimos de seguridad estipulados en el ROIE.

III 2 RECOMENDACIONES Y CUIDADOS QUE DEBERAN OBSERVARSE DURANTE: TRATO CON LA ENERGIA ELECTRICA Y OPERACION DEL EQUIPO ELECTRICO.

Siempre que se tenga la necesidad de estar en contacto directo con la Energía Eléctrica, y los equipos que necesitan este tipo de energía para su operación, es imprescindible tener los conocimientos teóricos para evitar desgracias personales, y prevenir desperfectos a los equipos por carecer de dichos conocimientos; por lo que se recomiendan algunos puntos importantes, que se refieren a equipos utilizados en estos tipos de instalaciones.

1. - En las reparaciones eléctricas de las líneas, aunque las líneas sean aisladas de toda fuente de energía eléctrica, deberán de ponerse a tierra y en corto circuito para prevenir cualquier sobretensión por causas atmosféricas, fenómenos de inducción ó contacto accidental con líneas vivas.

Material de seguridad que deberá emplearse en las operaciones y trato con la energía eléctrica:-

- a). - Guantes.
- b). - Casco.
- c). - Taburete o tapete aislante.
- d). - Cartel con letrero "Peligro".
- e). - Candado de seguridad.
- f). - Detector neón.
- g). - Caimanes, cable y varilla para puesta a tierra.

2. - Nunca deberá confiarse en las aperturas de los interruptores que no presenten un corte visible.

Siempre proceda a la verificación de la ausencia de tensión de cada lado del aparato a reparar.

Nunca deberá tocarse las partes metálicas de aparatos bajo tensión.

Verifique periódicamente el valor de las tierras.

3. - Transformador.

Medir la carga y comprobar que la temperatura corresponda con el ambiente.

Comprobar que la temperatura máxima esté abajo de 75°C, en unidades conectadas en paralelo las temperaturas deben ser iguales.

Comprobar el nivel de aceite, buscar si hay fugas en empaquetaduras, válvulas, instrumentos, tanque y radiadores.

Revisar con binoculares la porcelana de los aisladores.

Revisar si hay cambio de color por calentamiento en los conectores del primario y del secundario.

Comprobar la diferencia de temperatura entre los extremos de los radiadores. (si no la hay, estan obstruïdos).

Comprobar que el transformador no haga ruidos extraños, como arcos-eléctricos, burbujeo de aceite, ruido magnético intenso.

Revisar si ha operado el diafragma ó válvula de alivio, revisar el color de la silica-gel si tiene respiradero.

Ver los registros anteriores, anotar los valores encontrados para inspecciones posteriores.

Efectuar inspección completa cada dos años como máximo.

Leer instructivo de servicio del transformador.

Revisar todas las empaquetaduras, limpiar los aisladores.

Si hay corrosión en el tanque, retocar la pintura.

Sacar muestras de aceite, ver si hay sedimentos, comprobar su olor, - ordenar prueba dieléctrica y análisis químico.

Comprobar la rigidez en terminales y uniones soldadas.

Revisar el mecanismo y las posiciones del cambiador de derivaciones.

Probar la resistencia dieléctrica de los aisladores.

Verificar periódicamente el valor de las tierras.

4. - Bomba y Motor.

Aceite del motor. - Efectuar cambio a las primeras 200 horas con aceite

No. 30 ó equivalente, el siguiente cambio a las siguientes 5000 horas - procurando mantener su nivel.

Aceite del Arrancador. - Efectuar cambio de aceite cuando éste se encuentre con impurezas ó 5000 hrs. de operación, procurando mantener su nivel.

Lubricación de la bomba. - Con aceite No. 10 con flujo continuo de 15 a 18 gotas por minuto. Checar al efectuarse la operación; efectuar engrasado en balero inferior del motor cada cinco días. (véase instrucciones - fabricante).

OBSERVACION:

Como regla más rigurosa deberá considerarse: 40 gotas por minuto por cada 100 piés de columna a 1800 -- RPM, después de 5 Hrs. de operación, se reduce a 8 gotas por minuto por cada 100 piés de columna.

5. - En interruptores y arrancadores manuales.

Para arrancar el motor, primeramente deberá accionarse el interruptor en la posición "On ó Cerrado"; después coloque la palanca del arrancador en la posición "Arrancar", sosteniéndola el tiempo necesario para que el motor alcance su velocidad normal, no excediendo esta operación de 15 segundos aproximadamente; inmediatamente después con movimiento rápido, empuje la palanca en la posición "Marcha", que es la normal cuando esta funcionando el motor.

Muy importante; el número de arranques consecutivos de 15 segundos cada uno, no deberá ser mayor de -- cuatro, espaciando cada arranque lo menos cuatro minutos.

Para parar el motor es suficiente con oprimir el botón "Restablecer" y la palanca vuelve por sí sola a la posición "Parado".

Después de esto último, accione el interruptor en la posición "Off" ó abierto.

OBSERVACION:

Toda la secuencia de operación anterior, es cuando el equipo de control (arrancador) es de operación manual; en caso de no serlo, solamente deberá operarse un botón "Arrancar" y otro "Parar", siendo estos arrancadores del tipo magnético.

III 3 INSTRUCCIONES GENERALES PARA EL USO DE LAS HOJAS "REGISTRO DE FUNCIONAMIENTO" EN PLANTAS DE BOMBEO PARA UNIDADES TIPO.

La finalidad de esta hoja de Registro, es la de tener un conocimiento real del estado del equipo en general, -- para su mejor conservación y mantenimiento; de manera que de ésta -- forma se obtengan resultados óptimos de funcionamiento.

1. - Anotar los datos correspondientes al encabezado de la hoja como-- son: Gasto, carga, eficiencia, nombre de la planta, Municipio, Estado, -- semana, mes y año.
2. - Anotar los datos correspondientes a las columnas 3 al 8, de toda la semana, quincena, o mes, dependiendo de la magnitud de la planta (en cuanto a número de Unidades). En la columna # 7 se anotará si el motor es Eléctrico, (E); sí es Diesel, (D); y en seguida la marca; --- Ejemplo: E - IEM; D - PERKINGS.
3. - Diariamente se anotarán los datos correspondientes a las colum-- nas 9 al 19, deberán de anotarse los datos, antes del arranque y des-- pués del paro.
4. - En caso de suspensión del servicio, se marcará éste en la columna correspondiente (20 al 34).

Descripción de los conceptos de cada columna.

Columna No. 1

Día en que se efectúa el registro.

- Columna No. 2
Número de equipos de que consta la planta.
- Columna No. 3
Marca de cada bomba.
- Columna No. 4
Modelo de cada bomba.
- Columna No. 5
Número de pasos de cada bomba (Tazones).
- Columna No. 6
Diámetro de columna de bombeo de cada bomba.
- Columna No. 7
Tipo del motor (Eléctrico o Diesel) y marca.
- Columna No. 8
Potencia de cada motor en HP.
- Columna No. 9
Hora en que se arranca cada equipo (3 columnas para 3 diferentes horas de arranque), anotarse antes de arrancarlo.
- Columna No. 10
Hora en que se para cada equipo (3 columnas para 3 diferentes horas de parada), anotarse inmediatamente después de pararlo.
- Columna No. 11
Número de horas totales que operó cada equipo. (Efectuar el conteo diariamente).
- Columna No. 12
Consumo de energía eléctrica, anotando lectura anterior, antes de operar la máquina (KWH).
- Columna No. 13
Consumo de energía eléctrica, anotando lectura actual después de parar la máquina (KWH).
- Columna No. 14
Consumo de energía eléctrica diaria (efectuar la operación y anotar diariamente).

Columna No. 15

Consumo de combustible (Diesel, gasolina, etc.) anotar diariamente.

Columna No. 16

Consumo de lubricantes (Aceites, grasas) anotar diariamente.

Columna No. 17

Gasto total diario en l. p. s. (anotar diariamente).

Columna No. 18

Elevación del agua en la succión en metros.

Columna No. 19

Elevación del agua en la descarga en metros.

Columna No. 20

Suspensión de servicio por deterioro del impulsor.

Columna No. 21

Suspensión de servicio por deterioro de la flecha.

Columna No. 22

Suspensión de servicio por deterioro de la cubre flecha.

Columna No. 23

Suspensión de servicio por deterioro de la columna.

Columna No. 24

Suspensión de servicio por deterioro del sistema de lubricación.

Columna No. 25

Suspensión de servicio por deterioro de la tubería de descarga.

Columna No. 26

Suspensión de servicio por deterioro de las válvulas (compuerta, alivio, check, aire, etc.)

Columna No. 27

Suspensión de servicio por deterioro del motor.

Columna No. 28

Suspensión de servicio por deterioro del arrancador.

Columna No. 29

Suspensión de servicio por deterioro del interruptor.

Columna No. 30

Suspensión de servicio por deterioro de la subestación (Transformador, cuchillas, apartarrayos, etc.)

Columna No. 31

Suspensión de servicio por deterioro del cabezal de engranes.

Columna No 32

Suspensión de servicio por deterioro de la flecha cardán.

Columna No. 33

Suspensión de servicio por otras causas, especificándolas en la columna No. 35 (Observaciones).

Columna No. 34

Total de horas de suspensión de cada equipo.

OBSERVACION:

Se sugiere colocar este registro sobre un tablero dentro de la caseta de controles, a fin de facilitarle al operador sus anotaciones.

III 4 ANOMALIAS Y CORRECCION DE FALLAS COMUNES EN MOTORES ELECTRICOS DE INDUCCION Y ARRANCADORES MANUALES.

En la actualidad un equipo ocioso, es un equipo que no produce y si no produce, afecta económicamente a la industria a la cual pertenece ; lo mismo sucede con un equipo en mal estado, el cual se encuentra más tiempo en un taller que en su lugar de operación, por tal motivo, es importante conocer el funcionamiento de ellos, con el fin de detectar cualquier anomalía que exista y poder repararse, evitando en esta forma, males mayores.

Para nuestro caso, es necesario tener en la planta de bombeo, una persona idónea, la cual amén de operar y mantener los equipos integrantes de la planta de bombeo en buen estado de funcionamiento, conozca estos equipos y su operación.

A continuación se presenta el siguiente cuadro, en el que aparecen algunos de los problemas que se presentan durante la operación de los motores y arrancadores usados con más frecuencia en estos tipos de obras, así como su posible causa y solución inmediata para su corrección.

CUADRO DE ALGUNAS ANOMALIAS, LA CAUSA Y SU CORRECCION EN MOTORES DE INDUCCION JAULA DE ARDILLA C.A. Y ARRANCADORES

M O T O R E S		
ANOMALIA	CAUSA	CORRECCION
El motor se para.	Motor sobrecargado, voltaje muy bajo, circuito abierto	Disminúyase la carga, mantenga el voltaje indicado, examine los fusibles, examine el relevador de sobrecarga, el arrancador y los botones de arranque
Motor no arranca.	<p>Tiene una fase abierta, puede estar sobrecargado</p> <p>Conexiones de control equivocado</p> <p>Conexión floja entre borne y conductor</p> <p>Circuito abierto en los devanados del rotor o estator</p> <p>Corto circuito en el devanado del estator.</p> <p>Contacto a tierra en el devanado</p> <p>Cojinetes duros</p> <p>Grasa demasiado dura</p>	<p>Veáse que no haya ninguna fase abierta. Disminúyase la carga.</p> <p>Comprobar las conexiones con el esquema de conexiones del control.</p> <p>Apretar las conexiones</p> <p>Localizar los circuitos abiertos</p> <p>Localizar la bobina en cortocircuito.</p> <p>Localizar el devanado con contacto a tierra</p> <p>Arreglar la falla o cambiar el cojinete.</p> <p>Emplear lubricante apropiado.</p>
El motor no adquiere la velocidad del régimen.	<p>Voltaje demasiado bajo, debido a caída en la línea</p> <p>Carga muy alta para el arranque</p>	<p>Usese voltaje más alto en las terminales del transformador o disminúyase la carga.</p> <p>Compruébese la carga que el motor puede soportar al arranque.</p>

ANOMALIA	CAUSA	CORRECCION
El motor tarda mucho en acelerar.	Demasiada carga, rotor defectuoso.	Disminúyase la carga, repongase el rotor.
Rotación invertida.	Fases en secuencia errada.	Inviertase las conexiones en el motor o en el tablero
El motor se recalienta.	<p>Véase si tiene sobrecarga</p> <p>Los sopladores y desviadores de aire pueden ser inapropiados u obstruidos y no permiten buena ventilación</p> <p>El motor puede tener una fase abierta.</p>	<p>Disminúyase la carga.</p> <p>Cuando hay buena ventilación, sale un chorro constante del motor. Si este no es el caso, consultar con el fabricante.</p> <p>Véase que todas las terminales estén bien conectadas.</p>
El motor vibra.	<p>Desequilibrio de voltaje en los terminales y frecuencia inadecuada.</p> <p>Conexión defectuosa.</p> <p>Alto voltaje</p> <p>Bajo voltaje</p> <p>El rotor roza con el estator.</p> <p>Motor mal alineado.</p> <p>Bases débiles.</p> <p>Cojinetes de bolas defectuoso o desalineado.</p>	<p>Busque los terminales defectuosos, revise las conexiones y los transformadores.</p> <p>Comprobar datos de placa.</p> <p>Indicada por alta resistencia.</p> <p>Usese un voltmetro y compruese en las terminales.</p> <p>Usese un voltmetro y compruese en las terminales.</p> <p>Compruebe alineación y cambiese cojinetes.</p> <p>Realinéese</p> <p>Refuercense.</p> <p>Remplácese y alinéese</p>
Motor ruidoso.	El motor funciona con una sola fase.	Parar el motor y arrancar de nuevo y verá que esto no será posible. Ver si hay circuitos abiertos.

ANOMALIA	CAUSA	CORRECCION
Recalentamiento de los cojinetes	Sacudidas en la flecha.	Comprobar la alineación.
	Vibración.	(vease el caso anterior).
	Laminaciones flojas, rotor flojo.	Apretar los pernos de sujeción.
	El motor se ha aflojado de la base.	Apretar los pernos de sujeción.
	Flecha torcida	Enderezar la flecha.
	Grasa excesiva.	Emplear la apropiada.
Insuficiente aceite.	Añadir aceite.	

ARRANCADORES

ANOMALIA	CAUSA	CORRECCION
El contactor ó relevador no se cierra.	<p>Botón, enclavamiento o relevador que no hacen buen contacto.</p> <p>Conexión floja o rota.</p> <p>Botón mal conectado.</p> <p>El contacto del relevador de sobrecarga está abierto.</p>	<p>Ajustese para que haga presión apropiada.</p> <p>Revise el circuito</p> <p>Revise para ver si está de acuerdo al diagrama.</p> <p>Ajustese el relevador.</p>
El contactor ó relevador no se abre.	<p>Botón mal conectado</p> <p>El calzo del circuito magnético puede estar gastado y deja que el magnetismo remanente, mantenga la armadura cerrada.</p>	<p>Revise para ver si está de acuerdo al diagrama.</p> <p>Reemplacese el calzo.</p>
<p>Excesiva corrosión de los contactos.</p> <p>Los contactos se funden y se pegan o se calientan demasiado.</p>	<p>Los resortes de los contactos no ejercen suficiente presión, lo cual hace que estos se calienten o produzcan arcos al cerrarse.</p> <p>La superficie de los contactos está áspera y solo deja pasar corriente por un área muy reducida.</p> <p>Las condiciones de funcionamiento son anormales.</p> <p>Los contactos vibran producidas por vibraciones fuera del gabinete del arrancador.</p>	<p>Ajustese para aumentar la presión de contacto, reemplacese éstos si es necesario.</p> <p>Alísense los contactos con papel de lija o una lima de grano fino, reemplacense éstos si están muy gastados.</p> <p>Compárese la capacidad con la carga.</p> <p>Compruebase la presión del resorte del contacto para ver si es suficiente, aprítese, todas las conexiones.</p>

CAPITULO IV

EJEMPLO DE UN ANTEPROYECTO ELECTRICO.

La elaboración de este ejemplo, dará una idea más clara de la forma en la cual se procede al cálculo de un proyecto determinado; deberá tomarse en cuenta que el presente ejemplo, se elaborará con ciertas consideraciones, las cuales son diferentes para cada caso en particular, de manera que cuando se tenga una necesidad de efectuar un trabajo similar, deberán tomarse en cuenta las condiciones propias de dicho trabajo.

Cada unidad de bombeo (motor y bomba) deberá operar con una eficiencia de 0.84 como mínimo y una carga de 19 m. y gasto total de 3.6 m³/seg. El equipo de bombeo constará fundamentalmente de cinco bombas verticales, iguales con sendos motores eléctricos; estos motores deberán ser de flecha hueca para servicio intemperie, alto empuje axial.

La superficie que se pretende beneficiar de 3 092 Ha. Se recuerda que el número de unidades y capacidad, se determinó antes de hacer el proyecto eléctrico, considerando alguno de los factores que competen a esta área de la planta de bombeo.

Potencia requerida.

La potencia total requerida por la planta de bombeo se determina con la fórmula siguiente :

$$P = \frac{Q \times H_t}{\eta \times 76}$$

De donde:-

P = Potencia en HP.
Q = Gasto en l. p. s.
Ht = Carga en m.
= Eficiencia.
76 = Constante.
Q = 3.6 m³/seg. = 3 600 l. p. s.

Ht = 19 m. ; η = 0.84

Sustituyendo valores:-

$$P = \frac{3\ 600 \times 19}{76 \times 0.84} = 1071 \text{ HP.}$$

1071 HP. ÷ 5 equipos = 214 HP.

El motor comercial que conviene es de 200 HP. de fabricación nacional, ya que los rangos son 200 HP, 250 HP.

Disposición de las instalaciones:-

En todo anteproyecto es necesario hacer una ubicación de las partes principales de la planta de bombeo, como son: Cárcamo de bombeo, Caseta de controles, Subestación eléctrica, Acometida de la línea eléctrica, Acceso al lugar, etc.

Para definir la ubicación de la instalación eléctrica, desde luego, se consideran la ubicación de las otras partes de la planta y en general se debe procurar que:

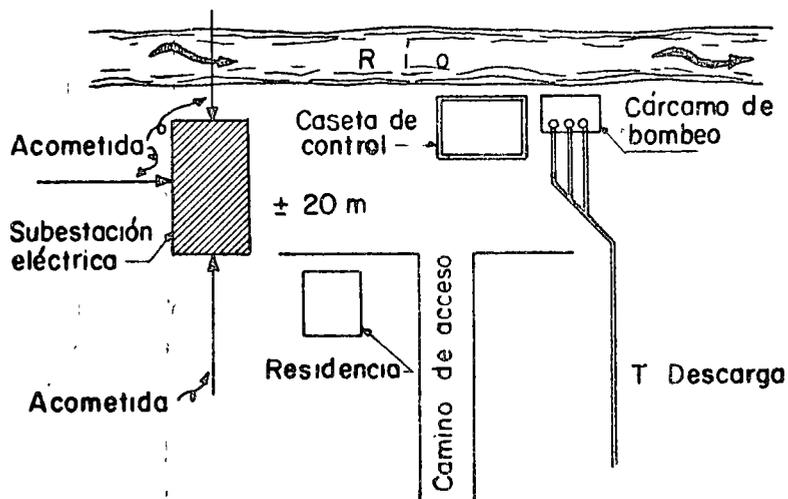
- a). - La caseta de controles se localice lo más cerca posible al cárcamo para poder observar la operación del motor durante su arranque; evitando además, longitudes de conductores innecesaria.
- b). - La subestación se localice junto a la caseta de controles, para reducir longitudes de conductores de alimentación en baja tensión.
- c). - El acceso no se interfiera con la tubería de descarga, a fin de facilitar maniobras.
- d). - La casa habitación del personal encargado de la caseta, se encuen-

tre alejada de estas instalaciones, así como de la línea de alimentación de alta tensión.

Con todo esto se evita la posibilidad de un acceso accidental, que puede traer consecuencias desagradables; la cerca de alambre que rodea a las instalaciones, es con el mismo fin.

Algunas veces la disposición que se planeó en el gabinete, sufre alguna modificación, a fin de integrar mejor la planta, debido a cambios de última hora inherentes a la obra; como son el acceso a la planta, la acometida de la línea etc. Lo recomendable en estos casos, es que las modificaciones no sean en lo fundamental del proyecto.

La siguiente figura representa el esquema de las partes de la planta, de las cuales son las que se considerarán satisfactorios.



Area de baja tensión.

El área de baja tensión, corresponde al cárcamo de bombeo en el cual están instalados los motores, la casa de controles y la alimentación proveniente de la subestación.

Cárcamo de bombeo.

Cárcamo o pozo de succión, es la estructura vertical en donde se instalan los equipos de bombeo para succionar el agua y elevarla a un nivel deseado; sus dimensiones y forma están en función del equipo que se instalará, por lo que previamente deberá de elegirse el equipo de bombeo. La forma adoptada para el cárcamo puede ser rectangular, circular ó una combinación de estas; es de preferirse la circular por su facilidad de construcción.

Las dimensiones para el caso que se está tratando es de 6.20 m. de diámetro; la distribución de los motores sobre la plataforma del cárcamo será simétricamente en forma circular. Tomando en cuenta las dimensiones del fabricante de las bombas.

Alimentación eléctrica a los motores.

La alimentación de energía eléctrica a los motores, será con tubería Conduit galvanizada pared gruesa, por arriba de la losa de la plataforma hasta llegar a la caja de conexión del motor; para terminar la alimentación del motor se rematará la conexión con tubería flexible, dándole a esto, flexibilidad a la operación y al mantenimiento de los motores. Habrá ocasiones en las cuales la alimentación a los motores no sea necesariamente por medio de tubería, sino por otro medio como: charolas, ménsulas, ducto, aérea, etc. dependiendo de cada caso.

Cálculo del calibre del conductor alimentador.

Datos: -

Capacidad del Motor = 200 H. P.
 * Voltaje de Operación = 440 V.
 Frecuencia = 60 cps.
 Eficiencia. = 0.9 ó = 1
 Factor de potencia. = 0.85
 Fases = 3
 Ipc = corriente a plena carga del motor.
 = 240 Amp. (veáse tabla # 1)

La selección del calibre del conductor más adecuado deberá ser, atendiendo a la capacidad de conducción, de corriente, y de manera tal de no exceder la caída de tensión estipulada en el R.O.I.E. (Reglamento de Obras e Instalaciones Eléctricas), que no deberá ser mayor de 4% para carga de motores. (Art. 6 - 2).

Cálculo por corriente.

De la fórmula: $w = \sqrt{3} \text{ Ef. Ipc. Cos } \phi$.
 para un sistema trifásico a 3 hilos.

De donde: -

$$Ipc = \frac{w}{\sqrt{3} \text{ Ef. Cos } \phi}$$

Ipc = Corriente a plena carga en Amp.
 w = Potencia eléctrica en watts.
 Ef. = Voltaje entre fases en Volts.
 Cos. ϕ = Factor de potencia.

Se obtiene: -

$$Ipc = \frac{746 \times 200}{1.73 \times 440 \times 0.85} = 231 \text{ Amp.}$$

(*) Cuando la potencia del motor resulte mayor de 600HP inclusive, resulta más económico alimentarlo a 2 300 Volts o 4 160 Volts.

T A B L A N o. 1

CORRIENTE DE PLENA CARGA EN AMPERES¹ MOTORES TRIFASICOS A CORRIENTE ALTERNA

H. P.	Motores de Inducción Jaula de Ardilla y Rotor Devanado			Motores Sincrónicos a Factor de Potencia Unitario ²		
	220 Volts	440 Volts	550 Volts	220 Volts	440 Volts	550 Volts
1/2	2	1	08	—	—	—
3/4	2.8	1.4	1.1	—	—	—
1	3.5	1.8	1.4	—	—	—
1 1/2	5	2.5	2	—	—	—
2	6.5	3.3	2.6	—	—	—
3	9	4.5	4	—	—	—
5	15	7.5	6	—	—	—
7 1/2	22	11	9	—	—	—
10	27	14	11	—	—	—
15	40	20	16	—	—	—
20	52	26	21	—	—	—
25	64	32	26	54	27	22
30	78	39	31	65	33	26
40	104	52	41	86	43	35
50	125	63	50	108	54	44
60	150	75	60	128	64	51
75	185	93	74	161	81	65
100	246	123	98	211	106	85
125	310	155	124	264	132	106
150	360	180	144	—	158	127
200	480	240	192	—	210	168

¹ Los valores en ambas tablas son para motores cuyas características de par y velocidad sean las normales. Para el caso de motores especiales se recomienda tomar la corriente indicada en la placa de la máquina.

² Para factores de potencia de 0.90 y 0.8, multiplique los valores de la tabla por 1.1 y 1.25 respectivamente.

Valor que resulta aproximadamente igual al de la tabla # 1.

De acuerdo con lo estipulado en el R.O.I.E., para la alimentación eléctrica de un motor individual, la corriente permisible en los conductores, no será menor del 125% de la corriente nominal a plena carga del motor, (Art. 28 - 10 R.O.I.E.).

$$I_a = \text{Corriente en el alimentador} = 1.25 \times I_{pc} = 1.25 \times 231 = 289 \text{ Amp.}$$

Con este valor se consultan las tablas de conducción de corriente de cables (veáse tabla # 2), formulándose para este caso, una tabla que llamaremos "Tabla de capacidad de corriente en conductores agrupadas las tres fases en un sólo tubo Conduit."

De acuerdo con la tabla anterior se eligen los conductores: calibre No. 250 MCM, (un conductor por fase) y el calibre No. 2/0 AWG (dos conductores por fase), por ser los más cercanos a la capacidad deseada.

Comparación económica de estos dos calibres:

$$\begin{aligned} \text{Longitud} &= 10 \text{ m.} \\ \text{Calibre No. 250 MCM} &= \$ 40.46 / \text{m.} \\ \text{Calibre No. 2/0 AWG} &= \$ 19.58 / \text{m.} \\ 1 \text{ conductor por fase} \times 3 \text{ fases} \times 10 \text{ m.} &\times \$ 40.46 = \$ 1\,213.80 \\ 2 \text{ conductores por fase} \times 3 \text{ fases} \times 10 \text{ m.} &\times \$ 19.58 = \$ 1\,174.80 \end{aligned}$$

De esto se determina que el conductor Cal. # 2/0 AWG, es más económico; además manuable, por lo que optamos por elegir éste.

La tubería necesaria para alojar los conductores (2 conductores por fase x 3 fases = 6 conductores) es de 2 1/2" Ø. (veáse tabla # 3).

Cálculo por caída de tensión.

Por la fórmula:

$$e = \frac{2 \sqrt{3} L I}{A E_f} \% \text{ para sistema trifásico.}$$

TABLA No. 2

**CAPACIDAD DE CONDUCCION DE CORRIENTE
(PARA 75°C EN EL CONDUCTOR Y 30°C EN EL AMBIENTE)**

Calibre conductor	En tubo conduit			Al aire libre
	1 a 3 Conductores	4 a 6 Conductores	7 a 24 Conductores	Un conductor
AWG o MCM	A	A	A	A
14	20	16	14	31
12	28	22	20	42
10	39	31	27	59
8	53	43	37	80
6	73	59	51	105
4	94	75	66	140
2	127	100	89	185
1	152	120	107	215
1/0	173	138	121	250
2/0	198	158	139	285
3/0	234	187	164	330
4/0	270	216	189	385
250	306	246	214	425
300	340	272	238	480
350	370	296	260	530
400	400	320	280	580
500	460	368	322	670
600	515	412	360	740
750	575	460	400	860
1000	662	530	464	1030

La tabla anterior fué obtenida de nuestro catálogo Vinanel 900, pag 18
Condumex, S. A

TABLA No. 3

Número de conductores unipolares que pueden instalarse* en un tubo conduit												
Calibre Conductor Awg, Mcm	13 mm 1/2"	19 mm 3/4"	25 mm 1"	31 mm 1 1/4"	38 mm 1 1/2"	51 mm 2"	64 mm 2 1/2"	76 mm 3"	89 mm 3 1/2"	101 mm 4"	127 mm 5"	152 mm 6"
14	5	12	21	33	-	-	-	-	-	-	-	-
12	4	9	16	25	-	-	-	-	-	-	-	-
10	3	7	12	19	-	-	-	-	-	-	-	-
8	-	3	6	10	15	27	-	-	-	-	-	-
6	-	-	4	6	9	16	25	-	-	-	-	-
4	-	-	3	4	7	12	19	27	-	-	-	-
2	-	-	-	3	5	9	14	20	-	-	-	-
1	-	-	-	-	3	6	10	14	20	-	-	-
1/0	-	-	-	-	3	5	8	12	17	24	-	-
2/0	-	-	-	-	2	4	7	10	14	19	-	-
3/0	-	-	-	-	-	4	6	9	12	16	25	-
4/0	-	-	-	-	-	3	5	7	10	13	21	30
250	-	-	-	-	-	3	4	6	8	10	17	24
300	-	-	-	-	-	-	3	5	7	9	14	21
350	-	-	-	-	-	-	3	4	6	8	13	18
400	-	-	-	-	-	-	3	4	5	7	11	17
500	-	-	-	-	-	-	-	3	4	6	9	14
600	-	-	-	-	-	-	-	3	4	5	8	11
750	-	-	-	-	-	-	-	-	3	4	6	9
1000	-	-	-	-	-	-	-	-	2	3	5	7

*Se supone instalación nueva y todos los conductores dentro del tubo conduit del mismo calibre

La tabla anterior ha sido calculada sobre los siguientes porcentajes utilizables de las áreas de los tubos

Porcentaje utilizable del área del tubo		
Número de conductores en un tubo		
2	3	+ de 3
31 %	40 %	40 %

De donde:

e = Caída de Tensión en %.

L = Longitud del conductor alimentador en m.

I = Corriente en el conductor alimentador en Amp.

A = Sección del conductor alimentador en mm^2 .

E_f = Voltaje entre fases en Volts.

$A = 67.4 \text{ mm}^2$, correspondiente al conductor Cal. # 2/0 AWG y para una longitud de 15 m.

Se tiene:

$$e = \frac{2 \times 1.73 \times 15 \times 231}{2 \text{ hilos} \times 67.4 \times 440} = 0.20 \%$$

Como se ve en el resultado, se puede decir que se encuentra dentro de los requisitos estipulados en el R.O.-

Caseta de controles.

La función de ésta, es la de alojar -- los equipos de control y protección de los motores, y el equipo de medición de la energía eléctrica consumida, propiedad de la Compañía Suministradora, así mismo en el caso en que la energía eléctrica sea medida en baja tensión; en caso contrario o sea que se mida en alta tensión, el equipo de medición propiedad de la Cía. Suministradora, se colocará en la subestación eléctrica; tal es el caso del que nos ocupa.

El equipo a instalar, y con los cuales se deberá determinar las dimensiones de la caseta son:

5 arrancadores manual a T. R. de 200 H. P.

5 interruptores termomagnéticos, 3 fases - 400 Amp., 600 V. C. A.

1 interruptor general termomagnético, 3 fases 800 Amp., 600 V. C. A.

1 interruptor general termomagnético, 3 fases 600 Amp., 600 V. C. A.

Aparatos de medición (Vóltmetro, y Ampérmetro) para la inspección de la operación de los motores.

Transformador tipo seco para alumbrado.

Tablero de control para alumbrado.

Resulta indispensable en éste caso y - por efecto de comodidad, espacio y funcionalidad, utilizar un gabinete en el cual se alojen los instrumentos de medida, interruptores, transformador y tablero de control para alumbrado.

Todos los equipos mencionados se dimensionan de acuerdo con catálogos, y se efectúa un acomodo de manera que sea más fácil la operación de cada uno de ellos.

Para el presente anteproyecto, se vé la orientación de la caseta de acuerdo con el conjunto de la obra para poder determinar tanto la alimentación de baja tensión proveniente de la subestación eléctrica, como la alimentación que saldrá a los motores de la Caseta de Controles al Cárcamo de Bombeo. Se deberá instalar ventanas para proporcionar ventilación adecuada a los equipos, así como para la iluminación de estos. El alumbrado artificial de la caseta de control es indispensable, ya que en ocasiones resulta necesario operar los equipos durante la noche, por consiguiente se elige alumbrado tipo fluorescente ya que además de ser económico, es más eficiente y de mejor calidad de iluminación, comparado a igual relación de potencia con el tipo incandescente tradicional.

Area de alta tensión.

El área que corresponde a alta tensión es la subestación eléctrica, ya que es en éste lugar donde la alimentación llega con alto voltaje y es reducido para su utilización.

Subestación eléctrica.

Para determinar el equipo necesario en la subestación, deberán de recabarse los datos siguientes:

1. - Capacidad de la línea para proporcionar Energía Eléctrica
2. - Voltaje de la línea de la cual hay que alimentarse, en KV.
3. - Frecuencia de la línea en cps.
4. - Altitud del lugar de la planta (M. S. N. M.)
5. - Temperatura media del lugar °C, y grado de humedad.
6. - Tipo de medición por la Cía. Suministradora (ya sea en alta o en baja tensión).
7. - Tarifa correspondiente.
8. - Carga total en KV., HP., KVA., etc.

De acuerdo con los datos anteriores, se elige el equipo necesario; habrá ocasiones en que la obra tenga solamente un sólo equipo, por lo tanto la subestación correspondiente, deberá

ser una sola unidad tipo rural.

Para nuestro caso hay necesidad de--- hacer algunas consideraciones para elegir uno o varios transformado-- res; para definir esto tomamos en cuenta el papel primordial que desem-- peña la energía eléctrica para el funcionamiento de los equipos de bom-- beo garantizando un riego constante y eficiente.

La energía eléctrica toma un papel -- principal, por lo que es necesario proyectar la subestación desde el -- punto de vista de flexibilidad de operación, sin descuidar el técnico y -- el económico.

Cálculo de la Subestación Eléctrica.

Carga total = 5 x 200 H. P. = 1000 H. P.
Eficiencia = N = 0.9
Factor de potencia = F. P. = 0.85

De la fórmula:

$$KVA = \frac{H. P. \times 746}{N \times F. P. \times 1000} = \frac{1000 \times 746}{0.9 \times 0.85 \times 1000} = 975$$

De esto resulta que se necesita 1000 - KVA, pero es necesario saber cuántos transformadores se usarán, pa-- ra lo cual se tiene las siguientes alternativas.

- 1). - 1 transformador de 1000 KVA.
- 2). - 2 transformadores: 1 de 600 KVA y 1 de 400 KVA,
para alimentar 3 y 2 motores respectivamente.
- 3). - 1 transformador de 200 KVA. y 2 transformadores
de 400 KVA.

En el primer caso se puede decir que-- le falta flexibilidad en cuanto a operación y en el segundo y tercer caso sí se tiene ésta; por lo que es de preferirse el segundo caso, debido a-- que reúne los requisitos y la cantidad de equipo a instalar es menor; -- por lo que el arreglo de la estructura sería más sencilla y económica, ahora bien, posiblemente esta economía resulta igual que si se usara la tercera alternativa, ya que en este caso, las pérdidas de operación del-- equipo es menor.

Esto es:

Segunda alternativa. - Cuando se utilice un sólo motor (200 H. P.) se utiliza el transformador de 400 KVA. ó sea- que el factor de operación es de 50% (50% de carga).

Cuando se utilicen dos motores (200 x 2 = 400 H. P.), se utiliza el transformador de 400 KVA (100 % de carga).

Cuando se utilicen tres motores (200 x 3 = 600 H. P.), se utiliza el transformador de 600 KVA (100 % de carga).

Cuando se utilicen cuatro motores ---- (200 x 4 = 800 H. P.), se utiliza el transformador de 600 KVA (100 % de carga) y el transformador de 400 KVA. con 50% de carga, para operar-- tres y un motor respectivamente.

Cuando se utilicen cinco motores ----- (200 x 5 = 1000 H. P.), se utilizan los dos transformadores, 600 KVA. -- (100% de carga) y 400 KVA. (100% de carga) de esto se puede determinar que cuando se utilice un motor y cuatro motores, se tendrá en cada caso una pérdida por operar un transformador al 50% de carga.

Tercera alternativa. - Lo anterior no se presente para esta alternativa, debido a que cuando se utilice un sólo --- motor (200 H. P.) se usará el transformador de 200 KVA.

Cuando se utilicen dos motores (2 x -- 200 = 400 H. P.) se usará un transformador de 400 KVA.

Cuando se utilicen tres motores (3 x -- 200 = 600 H. P.) se usará un transformador de 400 KVA. y uno de 200 KVA.

Cuando se utilicen cuatro motores ---- 4 x 200 = 800 H. P.), se usarán los dos transformadores de 400 KVA.

Cuando se utilicen cinco motores ----- (5 x 200 = 1000 H. P.), se usarán los tres transformadores (1 de 200 --- KVA. y 2 de 400 KVA.)

En la instalación de la Subestación, es necesario hacer un arreglo para la conexión y montaje de todo el equipo necesario, considerando las distancias requeridas entre fases y las dimensiones del equipo.

Previamente al arreglo, se elabora un diagrama unifilar para determinar el equipo necesario, así como la --- conexión de ellos, y de ésta manera, hacer un boceto de la subestación eléctrica para así determinar dimensiones.

Estructura y cimentación de la subestación.

La estructura de la subestación, tiene la función principal de recibir la alimentación de la energía eléctrica-- (Acometida), sostener todo el equipo, así como el soporte de los conductores para efectuar el circuito necesario.

La cimentación de la subestación, tiene la función principal, como su nombre lo indica, de soportar toda la carga de la estructura y equipo en general, y la estructura por ende en la ci-- mentación, se deduce que estas son muy pequeñas, por lo que nos con-- cretamos a efectuar el cálculo para la cimentación por especificaciones.

Cálculo del alimentador principal en Baja Tensión.

De acuerdo con el arreglo del diagrama unifilar, en el lado de Baja Tensión, los transformadores operan indivi-- dualmente, por lo que se calcularán independientemente los alimentado-- res de Baja tensión.

De la fórmula

$$I = \frac{KVA \times 1000}{\sqrt{3} \times ES}$$

De donde:

I = Corriente secundaria en el transformador.
KVA=Potencia del transformador (Kilovolts Amperes).
ES = Voltaje secundario del transformador.

Para el T₁ : .

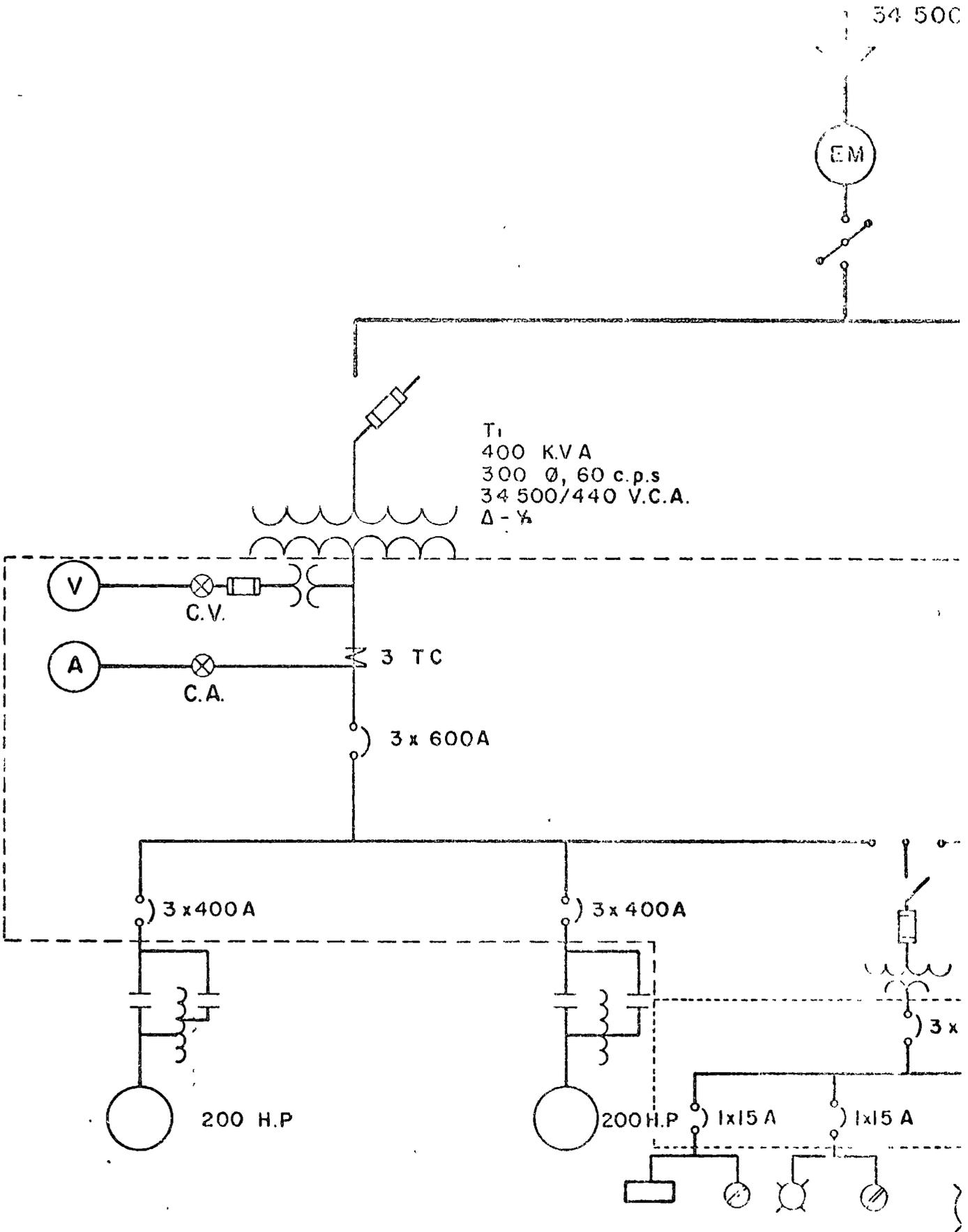
$$I_{a_1} = \frac{400 \times 1000}{1.73 \times 440} = 526 \text{ Amp.}$$

Para el T₂: .

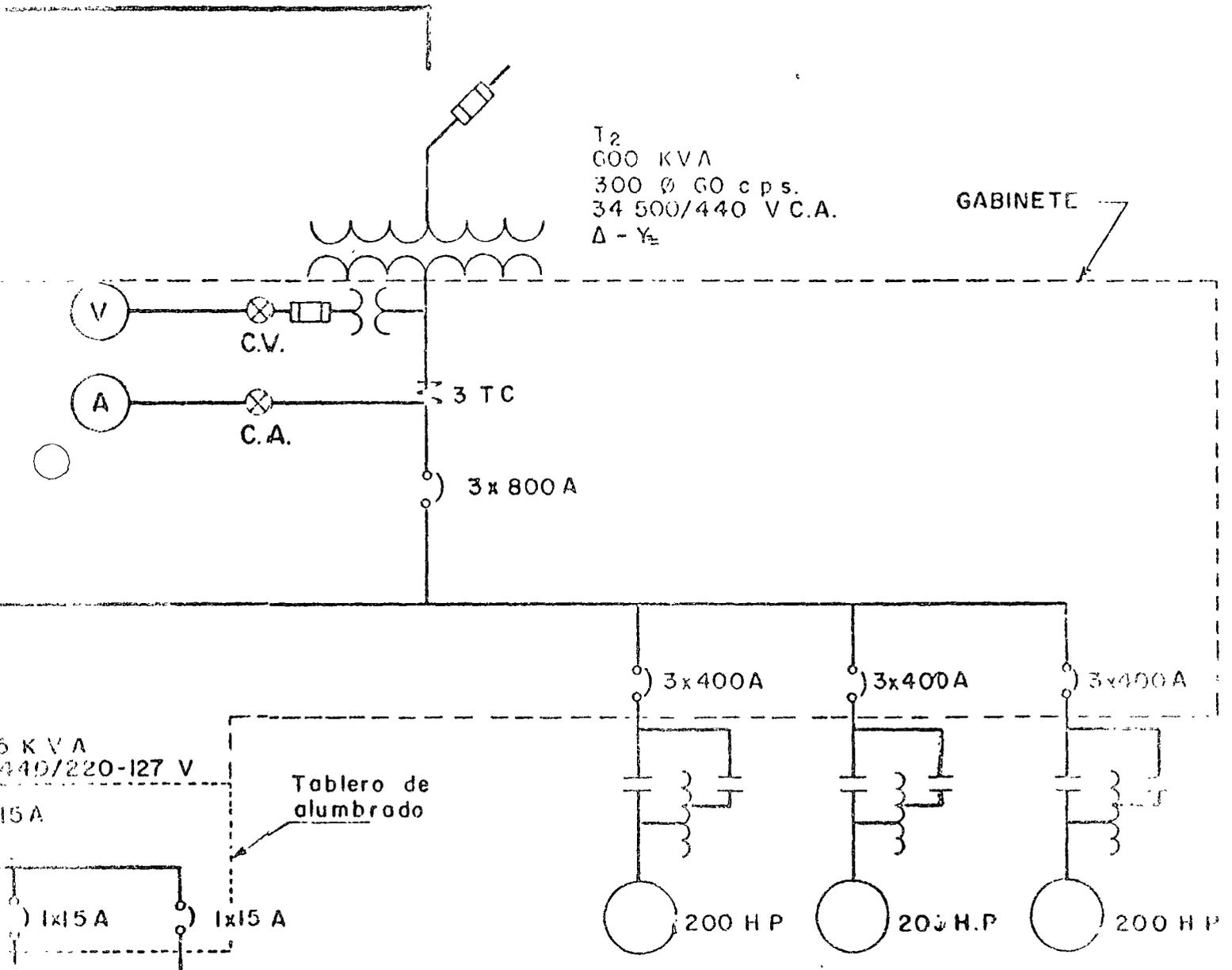
$$I_{a_2} = \frac{600 \times 1000}{1.73 \times 440} = 788 \text{ Amp.}$$

Con estos valores se consulta la tabla de conducción de corriente en --- cables. (véase tabla No. 2).











Formulándose para este caso una tabla que llamaremos "Tabla de capacidad de corriente en conductores alojando cada fase en un Tubo Conduit independiente".

Para el alimentador No. 1

La corriente en el alimentador es de: $I = 526$ Amp.

De acuerdo con la tabla anterior se eligen los conductores calibre No. 750 MCM, con conductor por fase, y el calibre No. 4/0 AWG. 2 conductores por fase, por ser los más cercanos a la capacidad deseada.

Comparación económica de estos dos calibres.

Longitud $L = 10$ m.

Calibre No. 750 MCM = \$ 106.90 /m.

Calibre No. 4/0 AWG. = \$ 29.90/m.

1 conductor por fase x 3 fases x 10 m x \$ 106.90 = \$ 3 207.00

2 conductores por fase x 3 fases x 10 m x \$ 29.90 = \$ 1 794.00

De lo anterior resulta más económica la segunda alternativa y más cómodo en cuanto a mantenimiento e instalación, por lo que ésta es la que elegimos.

El uso de un sólo tubo Conduit por fase, se debe principalmente a que se evitan el agrupamiento de los conductores y el factor por agrupamiento, el cual se traduciría en aumento del calibre del conductor y por lo tanto, aumento en el costo de este. Para evitar los fenómenos de inducción que se traduce en pérdidas utilizando tubería de fierro, dicha instalación deberá hacerse con tubo de asbesto cemento ó de P. V. C.

La tubería necesaria para alojar los conductores (2 conductores por fase) será de 2" ϕ (veáse tabla #3).

Para el alimentador No. 2.

La corriente en el alimentador es de: $I = 788$ Amp.

De la tabla que se efectuó en el caso anterior se eligen los conductores calibre No. 400 MCM; 2 conductores por fase, y el calibre No. 2/0 AWG, 5 conductores por fase por ser los más cercanos a la capacidad deseada.

Comparación económica de estos dos calibres.

Longitud $L = 10$ m.

Calibre No. 400 MCM = \$ 59.07 /m.

Calibre No. 2/0 AWG. = \$ 19.58 /m.

2 conductores por fase x 3 fases x 10 m x \$ 59.07 = \$ 3,544.20
 5 conductores por fase x 3 fases x 10 m x \$ 19.58 = \$ 2,937.00

De lo anterior resulta más económica, la segunda alternativa y más cómodo en cuanto a mantenimiento e instalación, por lo que ésta es la que elegimos. La tubería necesaria para alojar los conductores (5 por fase) será 2 1/2" \varnothing (veáse tabla # 3).

Cálculo por caída de Tensión.

De la fórmula:

$$e = \frac{2 \sqrt{3} L I}{A E_f} \%$$

Para $A_1 = 107.2 \text{ mm}^2$ $L = 15 \text{ m}$.

Se tiene:

$$e_1 = \frac{2 \times 1.73 \times 15 \times 526}{2 \times 107.2 \times 440} = 0.29 \%$$

Para $A_2 = 67.43 \text{ mm}^2$ $L = 15 \text{ m}$.

Se tiene:

$$e_2 = \frac{2 \times 1.73 \times 15 \times 788}{5 \times 67.43 \times 440} = 0.28 \%$$

Valores que se encuentran dentro de lo estipulado en el R. O. I. E.

No siempre resulta necesario hacer la instalación con tubería, sino podrá usarse; charolas, trincheras, ductos, etc., dependiendo de la estética, economía, y funcionalidad de la planta de bombeo.

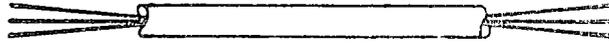
Residencia del operador.

En este caso como se trata de una casa habitación, se proyectará la instalación eléctrica como se hace en estos casos.

Cuando la obra eléctrica de la planta de bombeo resulta pequeña en capacidad y en cantidad de máquinas motrices, se recurre a la instalación de una subestación eléctrica tipo rural, mencionada en las líneas anteriores.

La subestación eléctrica tipo rural, consiste en la instalación de los equipos que integran un banco de transformación, en una armadura formada por postes de concreto o de madera; hay que hacer notar que estos tipos de subestaciones eléctricas, son muy comunes en las instalaciones de bancos de transformación para la alimentación eléctrica de máquinas motrices en proyectos de pozos profundos.

TABLA DE CAPACIDAD DE CORRIENTE EN CONDUCTORES ALOJANDO LAS TRES FASES EN UN SOLO TUBO CONDUIT



FASE A

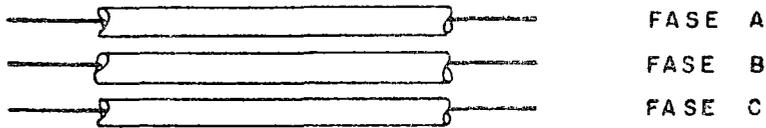
FASE B

FASE C

CALIBRE AWG ó MCM	CONDUCTORES POR FASE	CAPACIDAD TOTAL DE CONDUCCION AMPERES
1000	1	662
	2	530 x 2 = 1060
	3	464 x 3 = 1392
	4	464 x 4 = 1856
	5	464 x 5 = 2320
750	1	575
	2	460 x 2 = 920
	3	400 x 3 = 1200
	4	400 x 4 = 1600
	5	400 x 5 = 2000
600	1	515
	2	412 x 2 = 824
	3	360 x 3 = 1080
	4	360 x 4 = 1440
	5	360 x 5 = 1800
500	1	460
	2	368 x 2 = 736
	3	322 x 3 = 966
	4	322 x 4 = 1288
	5	322 x 5 = 1610
400	1	400
	2	320 x 2 = 640
	3	280 x 3 = 840
	4	280 x 4 = 1120
	5	280 x 5 = 2400
350	1	370
	2	296 x 2 = 592
	3	260 x 3 = 780
	4	260 x 4 = 1040
	5	260 x 5 = 1300
300	1	340
	2	272 x 2 = 544
	3	238 x 3 = 714
	4	238 x 4 = 952
	5	238 x 5 = 1190
250	1	306
	2	246 x 2 = 492
	3	214 x 3 = 642
	4	214 x 4 = 856
	5	214 x 5 = 1070
4/0	1	270
	2	216 x 2 = 432
	3	189 x 3 = 567
	4	189 x 4 = 756
	5	189 x 5 = 945

CALIBRE AWG o' MCM	CONDUCTORES POR FASE	CAPACIDAD TOTAL DE CONDUCCION AMPERES
3/0	1	234
	2	187 x 2 = 374
	3	164 x 3 = 492
	4	164 x 4 = 656
	5	164 x 5 = 820
2/0	1	198
	2	158 x 2 = 316
	3	139 x 3 = 417
	4	139 x 4 = 556
	5	139 x 5 = 695
1/0	1	173
	2	138 x 2 = 276
	3	121 x 3 = 363
	4	121 x 4 = 484
	5	121 x 5 = 605
2	1	127
	2	100 x 2 = 200
	3	89 x 3 = 267
	4	89 x 4 = 356
	5	89 x 5 = 445
4	1	94
	2	75 x 2 = 150
	3	66 x 3 = 198
	4	66 x 4 = 264
	5	66 x 5 = 330
6	1	73
	2	59 x 2 = 118
	3	51 x 3 = 153
	4	51 x 4 = 204
	5	51 x 5 = 255
8	1	53
	2	43 x 2 = 86
	3	37 x 3 = 111
	4	37 x 4 = 148
	5	37 x 5 = 185
10	1	39
	2	31 x 2 = 62
	3	27 x 3 = 81
	4	27 x 4 = 108
	5	27 x 5 = 135
12	1	28
	2	22 x 2 = 44
	3	20 x 3 = 60
	4	20 x 4 = 80
	5	20 x 5 = 100

TABLA DE CAPACIDAD DE CORRIENTE EN CONDUCTORES ALOJANDO CADA FASE EN TUBO CONDUIT INDEPENDIENTE



CALIBRE AWG ó MCM	CONDUCTORES POR FASE	CAPACIDAD TOTAL DE CONDUCCION AMPERES
1000	1	662
	2	662 x 2 = 1324
	3	662 x 3 = 1986
	4	530 x 4 = 2120
	5	530 x 5 = 2650
750	1	575
	2	575 x 2 = 1150
	3	575 x 3 = 1725
	4	460 x 4 = 1840
	5	460 x 5 = 2300
600	1	515
	2	515 x 2 = 1030
	3	515 x 3 = 1545
	4	412 x 4 = 1648
	5	412 x 5 = 1060
500	1	460
	2	460 x 2 = 920
	3	460 x 3 = 1380
	4	368 x 4 = 1472
	5	368 x 5 = 1840
400	1	400
	2	400 x 2 = 800
	3	400 x 3 = 1200
	4	320 x 4 = 1280
	5	320 x 5 = 1600
350	1	370
	2	370 x 2 = 740
	3	370 x 3 = 1110
	4	296 x 4 = 1184
	5	296 x 5 = 1480
300	1	340
	2	340 x 2 = 680
	3	340 x 3 = 1020
	4	272 x 4 = 1088
	5	272 x 5 = 1360
250	1	306
	2	306 x 2 = 612
	3	306 x 3 = 918
	4	246 x 4 = 984
	5	246 x 5 = 1230
4/0	1	170
	2	170 x 2 = 340
	3	170 x 3 = 510
	4	116 x 4 = 464
	5	116 x 5 = 580

CALIBRE AWG o' MCM	CONDUCTORES POR FASE	CAPACIDAD TOTAL DE CONDUCCION AMPERES
3/0	1	234
	2	234 x 2 = 468
	3	234 x 3 = 702
	4	187 x 4 = 748
	5	187 x 5 = 935
2/0	1	198
	2	198 x 2 = 396
	3	198 x 3 = 594
	4	158 x 4 = 632
	5	158 x 5 = 790
1/0	1	173
	2	173 x 2 = 346
	3	173 x 3 = 519
	4	138 x 4 = 552
	5	138 x 5 = 690
2	1	127
	2	127 x 2 = 254
	3	127 x 3 = 381
	4	100 x 4 = 400
	5	100 x 5 = 500
4	1	94
	2	94 x 2 = 188
	3	94 x 3 = 282
	4	75 x 4 = 300
	5	75 x 5 = 375
6	1	73
	2	73 x 2 = 146
	3	73 x 3 = 219
	4	59 x 4 = 236
	5	59 x 5 = 295
8	1	53
	2	53 x 2 = 106
	3	53 x 3 = 159
	4	43 x 4 = 172
	5	43 x 5 = 215
10	1	39
	2	39 x 2 = 78
	3	39 x 3 = 117
	4	31 x 4 = 124
	5	31 x 5 = 155
12	1	28
	2	28 x 2 = 56
	3	28 x 3 = 84
	4	22 x 4 = 88
	5	22 x 5 = 110

IV - I CATALOGO DE CONCEPTOS DE EQUIPOS Y MATERIAL ELECTRICO.

Este catálogo no es más que una lista del equipo y material utilizado para la instalación, la cual nos sirve para conocer la cantidad de cada uno de ellos, así como su costo unitario y el costo total por concepto de inversión inicial.

<u>Partida</u>	<u>Concepto.</u>	<u>Cant.</u>	<u>P. Unit.</u>	<u>Importe.</u>
1. -	Transformador trifásico marca IESA, auto-centrado en aceite, de distribución, servicio intemperie, 55 °C máximo de sobreelevación de temperatura, conexión delta-estrella, con neutro fuera del tanque, 50/60 cps., con 4 derivaciones 1 de 2.5% arriba y 3 de 2.5% abajo de la tensión primaria 1000 m. S. N. M. 34.5 KV. - 440 VCA.			
	a). - 400 KVA.	1 Pza.		
	b). - 600 KVA.	1 Pza.		
2. -	Interruptor en aire de apertura con carga tipo Alduti, 3 polos, operación en grupo por medio de mecanismo y palanca accionada desde el piso, servicio intemperie, para 34.5 KV.	1 Pza.		
3. -	Cortacircuito de potencia, servicio intemperie, 1 polo en ácido bórico, montaje vertical, tipo SMD-70, para operar a 34.5 KV.	6 Pza.		
4. -	Apartarrayos tipo estación, voltaje nominal 34.5 KV. con neutro sólido a tierra 50/60 cps.	3 Pza.		
5. -	Aislador tipo suspensión de 754 mm. 10 pulg. de diámetro, flameo en húmedo 50 KV, flameo en seco 80 KV., servicio intemperie, marca Electro Cerámica, clase 52 - A, cat. P 10003 formando cadena de 3 unidades.	15 cads.		

<u>Partida</u>	<u>Concepto.</u>	<u>Cant.</u>	<u>P. Unit.</u>	<u>Importe.</u>
6. -	Aislador tipo alfiler de 254 mm., - 10 pulg. de diámetro, flameo en hú- medo 100 KV, flameo en seco 145 - KV, servicio intemperie, marca--- Electro Cerámica, cat. P - 2134.	6 Pza.		
7. -	Cable de cobre electrolítico desnu- do semiduro calibre No.2/0 AWG.	40 m.		
8. -	Cable de cobre electrolítico desnu- do semiduro calibre No. 1/0 AWG.	175 m.		
9. -	Alambre de cobre electrolítico -- desnudo semiduro calibre No. 2/0 AWG.	125 m.		
10. -	Conector en "T" tipo NT, marca-- Burndy.	18 Pza.		
11. -	Luminaria tipo subestación, con-- lámpara mercurial VP-4250 de --- 250 W. 220 VCA.	7 Pza.		
12. -	Luminaria tipo industrial, con lám- para fluorescente de 2 x 74 W. 127 VCA.	1 Pza.		
13. -	Punta bayoneta (pararrayos) de 16 mm. 5/8 pulg. de diámetro y 1500 mm. de long. de varilla copper-- weld con zapatas.	6 Pza.		
14. -	Electrodo de varilla copperweld de 16 mm. 5/8 pulg. de diámetro y -- 3000 mm. de long. con conector	10 Pza.		
15. -	Conductor de cobre electrolítico vi- nanel 900 tipo THW calibre No. 12 -- AWG.	450 m.		
16. -	Conductor de cobre electrolítico vi- nanel 900 tipo THW calibre No. 250 MCM.	850 m.		



<u>Partida</u>	<u>Concepto.</u>	<u>Cant.</u>	<u>P. Unit.</u>	<u>Importe.</u>
17.	Conductor de cobre electrolítico vinanel 900 tipo THW calibre No. 10 AWG.	100 m.		
18.	Conductor de cobre electrolítico -- vinanel 900 tipo THW calibre 1/0 -- AWG.	400 m.		
19.	Tubería Conduit galvanizada, pared gruesa de 13 mm. 1/2 pulg. de diámetro.	200 m.		
20.	Tubería Conduit galvanizada, pared gruesa de 38 mm. 1 1/2 pulg. de diámetro.	200 m.		
21.	Tubería Conduit galvanizada, pared gruesa de 63 mm. 2 1/2 pulg. de diámetro.	100 m.		
22.	Tubería Conduit flexible galvanizada, de 63 mm. 2 1/2 pulg. de diámetro.	10 m.		
23.	Tubería Conduit de PVC, pared gruesa de 102 mm. 4 pulg. de diámetro.	100 m.		
24.	Cajas de conexión condulet serie FS, con tapa DS-100 GM, marca Domex, cat. FSCCIM.	5 pza.		
25.	Cajas de conexión condulet serie FS, con tapa DS-100 GM, marca Domex, cat. FSCCIM.	1 pza.		
26.	Cajas de conexión cordulet serie FS, con tapa DS-100 GM, marca Domex, cat. FSIM.	3 pza.		
27.	Cajas de conexión condulet serie ovalada, marca Domex, cat. I.B-777 M.	5 pza.		
28.	Cajas de conexión condulet serie ovalada, marca Domex, cat. T-17 M.	1 Pza.		

<u>Partida.</u>	<u>Concepto.</u>	<u>Cant.</u>	<u>P. Unit.</u>	<u>Importe</u>
29. -	Gabinete metálico de lámina galvanizada calibre No. 10, bonderizada con dos capas de pintura anticorrosiva y dos capas de laca automotiva color gris claro, según dimensiones en plano correspondiente y equipo a contener.	1 pza.		
30. -	Vóltmetro de 127 V. C. A. con escala 0-600 Volts. tamaño 144 x 144 mm.	2 pza.		
31. -	Botón conmutador de fases para Vóltmetro.	2 pza.		
32. -	Transformador de potencial de relación 440/127 Volts. protegidos con fusibles.	6 pza.		
33. -	Ampérmetro con escala 0-1000 Amp. tamaño 144 x 144 mm.	2 pza.		
34. -	Botón conmutador de fases para Ampérmetro.	2 pza.		
35. -	Transformador de corriente tipo Dona relación 1000/5 Amp.	3 pza.		
36. -	Transformador de corriente tipo Dona relación 600/5 Amp.	3 pza.		
37. -	Transformador para alumbrado tipo seco 5 KVA. 3 fases, 440-220/127 V. C. A.	1 pza.		
38. -	Interruptor termomagnético sin gabinete 1000 Amp. 600 V. C. A. 3 polos tipo MA. cat. MA-31000, marca Square "D".	5 pza.		

<u>Partida</u>	<u>Concepto</u>	<u>Cant.</u>	<u>P. Unit.</u>	<u>Importe.</u>
39.	Interruptor termomagnético sin gabinete 600 Amp. 600 V. C. A. 3 polos tipo MA. cat. MA-3600, marca Square "D".	5 pza.		
40.	Interruptor termomagnético sin gabinete 15 Amp. 600 V. C. A. 3 polos tipo M.I.I, cat. MA-3600, marca Square "D".	1 pza.		
41.	Interruptor termomagnético sin gabinete 20 Amp. 240 V. C. A. 3 polos tipo AIL, cat. AIL-320, marca Square "D".	1 pza.		
42.	Centro de carga tipo QO, 3 fases, 4 hilos, 220 V. C. A. marca Square "D" cat. QO-414 MF, con 2 interruptores termomagnéticos uno de 1 polo, 15 Amp. y otro de 1 polo 20 Amp.	1 pza.		
43.	Centro de carga tipo QO 1 fase, 2 hilos, 127 V. C. A., marca Square "D" cat. QO-2 F, con 2 interruptores termomagnéticos de 1 polo 15 Amp.	1 pza.		
44.	Apagador sencillo tipo intercambiable, marca Arrow-hart, cat. TLI-M.	11 pza.		
45.	Contacto tipo intercambiable, 2 polos marca Arrow-hart, cat. M-5661	12 pza.		
46.	Soporte para cable tipo escalera de 30.48 cm. pieza tramo recto marca Domex, cat. 81203 - 8	10 pza.		
47.	Soporte para cable tipo escalera de 30.48 cm. pieza codo horizontal marca Domex, cat. 81203.	2 pza.		
48.	Soporte para cable tipo escalera de 30.48 cm. pieza ménsula para soportar, marca Domex.	10 pza.		

<u>Partida.</u>	<u>Concepto.</u>	<u>Cant.</u>	<u>P. Unit.</u>	<u>Importe.</u>
49.	- Arrancador manual, a tensión reducida tipo autotransformador 50/60 cps. 3 fases, 440 V. C. A. 200 HP; con 2 elementos tipo térmico de aleación fusible.	5 pza.		
50.	- Motor eléctrico vertical, 3 fases tipo inducción, jaula de ardilla 50/60 cps. 440 V. C. A. diseño NEMA B, 200 H. P.	5 pza.		
51.	- Registro eléctrico para baja tensión de tabique de 0.80 x 0.80 x 0.80 m.	2 pza.		
52.	- Cerca de protección de alambre diagonal, tipo ciclón, galvanizada, calibre No. 10, de 2 m. de altura, reforzada con postes de tubo de Fe, galvanizado de 51 mm. 2 pulg. de diámetro y puerta, con un desarrollo de 45 m.	1 lote.		
53.	- Pertiga tipo Universal de madera desflamada ó de fibra de vidrio de 4.87 m. de long.	1 pza.		
54.	- Extinguidor de CO ₂ , marca Walter Kidde, Modelo 20 DCP. de 6 kgs.	1 pza.		
55.	- Conector tipo recto de 63 mm., 2 1/2 pulg. de diámetro para tubería flexible.	10 pza.		
56.	- Abrazadera tipo uña de 63 mm., 2 1/2 pulg. de diámetro.	25 pza.		
57.	- Estructura metálica de perfiles laminados de L° 51 x 51 x 6 mm. 2 x 2 x 1/4 pulg. y refuerzo de L° de 25 x 25 x 3 mm. 1 x 1 x 1/8 pulg. anclada a cimentación según especificación y planos correspondientes terminada con dos capas de pintura anticorrosiva y una de acabado metálico.	1 lote.		

<u>Partida.</u>	<u>Concepto.</u>	<u>Cant.</u>	<u>P. Unit.</u>	<u>Importe.</u>
58.	Contra y Monitor de 13 mm. 1/2 - pulg. de diámetro.	76	jgos.	
59.	Contra y Monitor de 38 mm. 1 y- 1/2 pulg. de diámetro.	4	jgos.	
60.	Arbotante para baño con contacto y apagador, marca Quinzaños, 60 watts.	1	pza.	
61.	Arbotante para intemperie 100 watts marca Quinzaños.	3	pza.	
62.	Caja de conexión octagonal, marca- Steel City.	12	pza.	
63.	Caja de conexión chalupa, marca--- Steel City.	18	pza.	
64.	Socket Baqueiita para lámpara incan descente (salida de centro) marca-- I. U. S. A.	8	pza.	

IV 2 . COSTO DE LA ENERGIA ELECTRICA.

En todo tipo de instalación eléctrica, es conveniente conocer el costo que deberá cubrirse por concepto de energía eléctrica consumida. Este costo será un indicador para juzgar la conveniencia del proyecto, en cuanto a su alimentación (en Alta Tensión ó en Baja Tensión)

Los datos necesarios que se deben conocer entre los más importantes :

1. Tarifa que se aplicará .
2. Horas máquina .
3. Potencia total de motores operados .

Deberá mencionarse que en el país existen varios tipos de tarifas, que rigen la contratación de energía eléctrica, dependiendo para cada caso, el tipo ó el uso a que se destinará. También cabe decirse que en ocasiones se formulan tarifas especiales para alguna zona de población digamos de escasos recursos económicos y que de antemano se haya hecho esta petición ante la compañía suministradora de energía eléctrica.

Para esta pequeña ilustración se considerará la Tarifa No. 9, cuya aplicación es para el servicio de Bombeo de Agua para Riego Agrícola y cuyas cláusulas son enunciadas de la forma siguiente :

TARIFA No. 9

SERVICIO DE BOMBEO DE AGUA PARA RIEGO AGRICOLA.

1. - APLICACION.

Esta tarifa se aplicará exclusivamente a los servicios en alta ó baja tensión, que destinen la energía para el bombeo de agua utilizada en el riego de tierras dedicadas al cultivo de productos agrícolas y el alumbrado del local donde se encuentre instalado el equipo de bombeo.

2. - CUOTAS MENSUALES.

Cargos por la energía consumida.

\$ 0.09 (nueve centavos) por cada uno de los primeros 5 000 (cinco mil) kilowatt horas.

\$ 0.12 (doce centavos) por cada uno de los siguientes 10 000 (diez mil) kilowatt horas.

\$ 0.14 (catorce centavos) por cada uno de los siguientes 20 000 (veinte mil) kilowatt horas.

\$ 0.16 (dieciséis centavos) por cada kilowatt hora adicional a los anteriores.

3. - TENSION Y CAPACIDAD DE SUMINISTRO.

El suministrador sólo está obligado a proporcionar la energía a la tensión y capacidad disponibles en el punto de entrega.

4. - DEMANDA CONTRATADA.

La demanda contratada la fijará el consumidor en el momento de contratar inicialmente el servicio su valor no será menor de 60% (sesenta por ciento) de la carga total conectada, ni menor de la capacidad del mayor motor o aparato instalado por el consumidor.

En el caso de que el 60% (sesenta por ciento), de la carga total conectada exceda la capacidad de la subestación del consumidor, sólo se tomará como demanda contratada la capacidad de dicha subestación a un factor de potencia de 85% (ochenta y cinco por ciento).

El suministrador tendrá derecho a medir la demanda máxima del consumidor y, en caso de que ésta sobrepase en 3 (tres) meses consecutivos a la demanda contratada, ésta se modificará de modo que sea igual al promedio de las 3 (tres) demandas máximas medidas.

Esta modificación a la demanda contratada tendrá como límite la carga total conectada establecida en el contrato; alcanzado este valor, el suministrador notificará por escrito al consumidor que el contrato se reformará considerando como nueva demanda contratada la correspondiente a la mayor de las 3 (tres) últimas demandas máximas medidas y como carga total conectada el nuevo valor de esta.

El suministrador quedará obligado a proporcionar el suministro excedente al contratado siempre que tenga disponibles la potencia y los equipos necesarios en el momento en que el usuario lo requiera.

Quando el suministrador se niegue a proporcionar el exceso de demanda solicitada por el usuario, éste podrá dirigirse a la Secretaría de Industria y Comercio, a fin de que resuelva lo conducente de conformidad con las disposiciones legales vigentes sobre la materia.

Cualquier fracción de kilowatt se tomará como kilowatt completo.

5. - DEMANDA MAXIMA MEDIDA.

La demanda máxima medida se determinará en su caso, mensualmente por medio de aparatos que indiquen la carga media en kilowatts, durante el intervalo de 15 (quince) minutos, en el cual el consumo de energía eléctrica sea mayor que en cualquier otro período de 15 (quince) minutos en el mes.

6. - DEPOSITO DE GARANTIA.

\$ 25.00 (veinticinco pesos) por cada kilowatt de demanda contratada.

SEGUNDO.

A la tarifa anterior le son aplicables, en lo conducente, las Disposiciones Complementarias de las Tarifas Generales fijadas por resolución de este Organismo de fecha 14 de septiembre de 1973, a la Comisión Federal de Electricidad y a la Cía. de Luz y Fuerza del Centro. S.A. y Asociadas y además la siguiente:

GRADUACION DE AUMENTOS.

A partir de la entrada en vigor de la Tarifa No. 9, Servicio de Bombeo de Agua para Riego Agrícola y hasta la terminación del ciclo agrícola 1974 - 75 el suministrador queda obligado a limitar a un máximo del 33% (treinta y tres por ciento), los aumentos superiores a ese límite que se produzcan en las cuentas de los consumidores por la aplicación de dicha tarifa. Los aumentos superiores a dicho límite, se escalonarán sucesivamente conforme a las siguientes normas:

a). - La aplicación de los aumentos superiores al 33% (treinta y tres por ciento), y no mayores de 66% (sesenta y seis por ciento), se efectuará a partir del ciclo agrícola 1975 - 76.

b). - La aplicación de los aumentos superiores al 66% (sesenta y seis por ciento), y hasta el límite que corresponda, se efectuará a partir del ciclo agrícola, 1976 - 77 o sea que a partir de este ciclo se aplica la tarifa en sus términos.

CONSUMO MENSUAL -

Este dato es el resultado de la suma mensual de Horas Máquinas
das y sus potencias en KW obteniéndose de esta forma los KWH
(KILOWATT-HORAS).

Enero	1 103 Hr	x	298 Kw	=	328 694 KWH
Febrero	840 Hr	x	298 Kw	=	250 320 KWH
Marzo	630 Hr	x	149 Kw	=	93 870 KWH
Abril	2 072 Hr	x	597 Kw	=	1 236 984 KWH
Mayo	2 940 Hr	x	746 Kw	=	2 193 240 KWH
Junio	1 916 Hr	x	597 Kw	=	1 143 852 KWH
Julio	2 164 Hr	x	597 Kw	=	1 291 908 KWH
Agosto	316 Hr	x	149 Kw	=	47 084 KWH
Septiembre	473 Hr	x	149 Kw	=	70 477 KWH
Octubre	1 368 Hr	x	448 Kw	=	612 864 KWH
Noviembre	1 789 Hr	x	448 Kw	=	801 472 KWH
Diciembre	1 949 Hr	x	597 Kw	=	1 163 553 KWH

Enero: Consumo 328 694 Kw. H.

5 000 Kw. Hr	x	\$ 0.09	=	\$ 450.00
10 000 " "	x	\$ 0.12	=	1 200.00
20 000 " "	x	\$ 0.14	=	2 800.00

328 694 Kw. H.	-	35 000 Kw. H	=	293 694 Kw. H
293 694 Kw Hr	x	\$ 0.16	=	46 991.04
				<u>\$ 51 441.04</u>

Febrero: Consumo 250 320 Kw. H.

5 000 Kw. Hr.	x	\$ 0.09	=	\$ 450.00
10 000 " "	x	\$ 0.12	=	1 200.00
20 000 " "	x	\$ 0.14	=	2 800.00

250 320 Kw. H	-	35 000 Kw. H	=	215 320 Kw. H.
215 320 Kw. Hr	x	\$ 0.16	=	34 451.20
				<u>\$ 38 901.20</u>

Marzo: Consumo 93 870 Kw. H.

5 000 Kw. Hr.	x	\$ 0.09	=	\$ 450.00
10 000 " "	x	\$ 0.12	=	1 200.00
20 000 " "	x	\$ 0.14	=	2 800.00

93 870 Kw. H	-	35 000 Kw. H	=	58 870 Kw. H.
58 870 Kw. Hr	x	\$ 0.16	=	9 419.20
				<u>\$ 13 869.20</u>

Abril: Consumo 1 236 984 Kw. Hr.

5 000 Kw. Hr.	x	\$ 0.09	=	\$ 450.00
10 000 " "	x	\$ 0.12	=	1 200.00
20 000 " "	x	\$ 0.14	=	2 800.00

1 236 984 Kw. H	-	35 000 Kw. H	=	1 201 984 Kw. H
1 201 984 Kw. Hr	x	\$ 0.16	=	192 317.44
				<u>\$ 196 767.44</u>

Mayo: Consumo 2 193 240 Kw. Hr.

5 000 Kw. Hr.	x	\$ 0.09	=	\$ 450.00
10 000 " "	x	\$ 0.12	=	1 200.00
20 000 " "	x	\$ 0.14	=	2 800.00

2 193 240	-	35 000 Kw. Hr	=	2 158 240 Kw. H
2 158 240 Kw. Hr	x	\$ 0.16	=	345 318.40

Junio:

Consumo 1 143 852 Kw. H.

5 000	Kw. Hr.	x	\$ 0.10	=	450.00
10 000	" "	x	\$ 0.12	=	1 200.00
20 000	" "	x	\$ 0.14	=	2 800.00

1 143 852 -- 35 000 Kw. Hr = 1 108 852 Kw. H.
 1 108 852 Kw. Hr. x \$ 0.16 = 177 416.32
\$ 181 866.32

Julio:

Consumo 1 291 908 Kw. H.

5 000	Kw. Hr.	x	\$ 0.09	= \$	450.00
10 000	" "	x	\$ 0.12	=	1 200.00
20 000	" "	x	\$ 0.14	=	2 800.00

1 291 908 -- 35 000 Kw. Hr = 1 256 908
 1 256 908 Kw. Hr x \$ 0.16 = 201 105.28
\$ 205 555.28

Agosto:

Consumo 47 087 Kw. H.

5 000	Kw. Hr.	x	\$ 0.09	= \$	450.00
10 000	" "	x	\$ 0.12	=	1 200.00
20 000	" "	x	\$ 0.14	=	2 800.00

47 087 -- 35 000 Kw. Hr = 12 087 Kw. H.
 12 087 Kw. Hr x \$ 0.16 = 1 933.92
\$ 6 383.92

Septiembre:

Consumo 70 477 Kw. Hr.

5 000	Kw. Hr.	x	\$ 0.09	= \$	450.00
10 000	" "	x	\$ 0.12	=	1 200.00
20 000	" "	x	\$ 0.14	=	2 800.00

70 477 -- 35 000 Kw. Hr. = 35 477
 35 477 Kw. Hr. x \$ 0.16 = 5 676.32
\$ 10 126.32

Octubre:

Consumo 612 864 Kw. H.

5 000	Kw. Hr.	x	\$ 0.09	= \$	450.00
10 000	" "	x	\$ 0.12	=	1 200.00
20 000	" "	x	\$ 0.14	=	2 800.00

612 864 -- 35 000 Kw. Hr. = 577 864
 577 864 Kw. Hr. x \$ 0.16 = 92 458.24
\$ 96 908.24

Noviembre : Consumo 801 472 KW H.

5 000 Kw. Hr.	x	\$ 0.09	=	\$ 450.00
10 000 Kw. Hr.	x	0.12	=	1 200.00
20 000 Kw. Hr.	x	0.14	=	2 800.00

801 472 - 35 000 Kw. Hr.	=	766 472 Kw. Hr.		
766 472 Kw. Hr.	x	\$ 0.16	=	122 655.52
				<u>\$127 085.52</u>

Diciembre : Consumo 1 163 553 Kw. H.

5 000 Kw. Hr.	x	\$ 0.19	=	\$ 450.00
10 000 Kw. Hr.	x	0.12	=	1 200.00
20 000 Kw. Hr.	x	0.14	=	2 800.00

1 163 553 - 35 000 Kw. Hr.	=	1 128 553 Kw. Hr.		
1 128 553 Kw. Hr.	x	\$ 0.16	=	180 568.48
				<u>\$185 018.48</u>

MOTORES DIESEL

Entre los motores de gran potencia interna, es el Diesel (bautizado en honor de su inventor) el de mayor rendimiento, robustez y economía de consumo, lo que explica la gran difusión alcanzada en su empleo. El perfecto funcionamiento alcanzado hoy día en el diseño y construcción es notable, y se expresa se prefiere usarlo más que los otros tipos de motores, al extremo de que ya reemplaza a los de explosión en los vehículos. La última conquista ha sido, sin duda, la incorporación de los Diesel a la aviación, cosa que al principio se creyó imposible.

La primera diferencia observable al funcionamiento de los motores Diesel con respecto a los otros, es que al bombear y comprimir el aire, después sólo al final de la compresión se inyecta el combustible a presión, como se consigue una combustión lenta y perfecta. Una bomba auxiliar tiene por única misión la de inyectar el combustible en el momento oportuno.

La segunda diferencia está en el hecho que como la presión de la compresión es mucho mayor que en los otros motores, la combustión de la mezcla es espontánea, es decir, no necesita la chispa de ignición para provocarla. Los motores Diesel carecen de sistema de encendido, salvo los que lo tienen para el arranque únicamente.

Y la tercer diferencia de consideración está en la forma que presenta el ciclo térmico de trabajo.

El motor de cuatro tiempos.

Veamos cómo se disponen los distintos elementos de los motores Diesel, para aclarar detalles sobre su funcionamiento. La figura 10-1 muestra un corte esquemático de un motor de cuatro tiempos, y se puede ver el pistón, el cigueñal, la biela y el dispositivo de accionamiento de válvulas. El árbol de levas está acoplado mediante engranajes al eje principal, de modo que la leva que se ve en la figura levanta la barra y ésta, a su vez, empuja a la palanca que vence el resorte de la válvula. En el momento oportuno la válvula hace que deje entrar el aire, si es la de admisión, o deja salir los gases, si es la de escape. En la figura, como el corte es longitudinal, sólo se ve una válvula, pero hay dos por cada cilindro del motor. A un costado se puede ver la cámara de combustible, que describiremos más adelante, y el conducto que va al motor. Todas las partes del cilindro que están sometidas a elevación de temperatura, están rodeadas por una camisa de refrigeración, por la que circula continuamente, agua que es enfriada en el exterior y vuelve a la cámara. En los motores de vehículos, se aprovecha el aire circulante para enfriar el agua, pero en las instalaciones fijas de gran potencia, el sistema de enfriamiento del agua adquiere mucha importancia, usándose piletas o torres de enfriamiento, con circulación provocada por bombas.

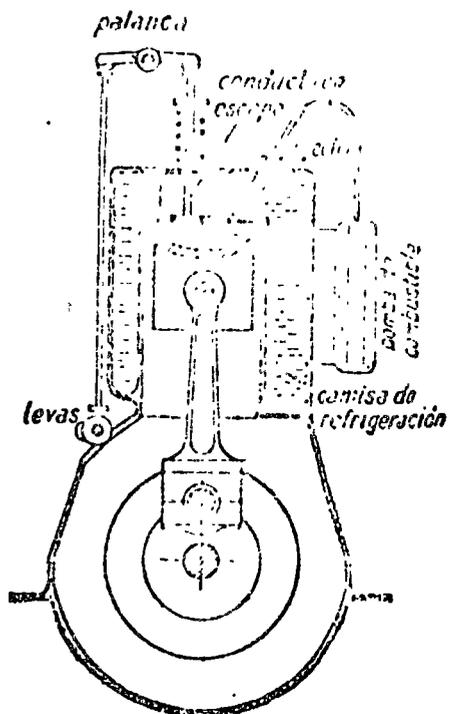


FIG. 1 — Corte de un motor Diesel de cuatro tiempos.

Veamos en detalle cómo se van produciendo los cuatro tiempos del motor Diesel, para lo cual nos remitimos a la figura 2, que nos muestra las posiciones de los diferentes elementos. En la carrera de aspiración el pistón desciende y la válvula de aspiración está abierta. Ya sabemos que cada cilindro tiene dos válvulas, una para aire y otra para la salida de los gases de escape. Cuando el pistón llega al punto muerto inferior todo el cilindro se ha llenado de aire y comienza la compresión, segundo gráfico, con ascenso del pistón. Al llegar el pistón al punto muerto superior se debe inyectar el combustible pulverizado dentro de la cámara auxiliar, que es la que tiene sección circular a la derecha. De los inyectores y la bomba de combustible nos ocuparemos más adelante.

La alta presión reinante y la turbulencia que se produce al pulverizar el combustible en el aire que rota dentro de la cámara auxiliar, producen la combustión espontánea de la mezcla, sin necesidad de provocarla mediante una chispa, como ocurría en los motores a explosión. Comienza así la carrera de expansión, que corresponde al tercer gráfico. Terminada, la expansión en el punto muerto inferior, el pistón comienza a ascender y barre los gases quemados por el conducto de escape, para lo cual la válvula correspondiente debe estar abierta. En el cuarto gráfico se ha dibujado tal válvula, para lo cual el corte hecho por el dibujante está un poco más atrás que el que vimos en los otros tres gráficos.

Ciclo de trabajo en cuatro tiempos.

Con las explicaciones procedentes podemos estudiar el ciclo de trabajo de estos motores, en la forma como lo hemos hecho días anteriores para los otros tipos. Ya sabemos que esos gráficos representan en abscisas los volúmenes del cilindro y en ordenadas las presiones en el mismo.

La figura 3 muestra el diagrama de presiones y volúmenes. El eje horizontal da el volumen mínimo, que es el de la cámara de combustión, que llamamos v_0 y el total, dado por el volumen útil del cilindro sumado al de la cámara, y que llamamos v_1 . El punto 1 marca la iniciación del ciclo, cuando el pistón comienza su aspiración, que llega hasta el punto 2, terminando el primer ciclo o carrera. La segunda carrera es de compresión adiabática, correspondiéndole a esta fase la curva 2 - 3, llegándose a la presión final de compresión que llamamos p_1 , mientras que la atmosférica la designamos con p_a . Al llegar al punto 3 trabaja la bomba de combustible, inyectando un chorro en forma de fina lluvia, prácticamente gasificado. Para que sea posible esto, la bomba debe trabajar con mayor presión que p_1 . En el punto 3 entonces, comienza la tercer carrera y tiempo del motor, siendo la recta a presión constante 3 - 4 representativa del período de combustión. Esta combustión se realiza espontáneamente, ya que la elevada presión ha hecho subir la temperatura y se provoca espontáneamente la iniciación de la combustión, que se propaga velozmente a toda la mezcla. Hay un leve aumento de volumen, pues desde que se inicia el proceso la presión hace mover al pistón, pero la verdadera expansión comienza en 4 y termina en 5, siendo de carácter adiabático, pues su corta duración no permite intercambio de calor con el exterior en forma notable. En el punto 5 se abre la válvula de escape, al poco tiempo de llegar el pis-

Veamos en detalle cómo se cumplen los cuatro tiempos del motor Diesel, para lo cual nos remitimos a la figura 2 que nos muestra las posiciones de los diferentes elementos. En la carrera de aspiración el pistón desciende y la válvula de aspiración está abierta. Ya sabemos que cada cilindro tiene dos válvulas, una para aire y otra para la salida de los gases de escape. Cuando el pistón llega al punto muerto inferior todo el cilindro se ha llenado de aire y comienza la compresión, segundo gráfico, con ascenso del pistón. Al llegar el pistón al punto muerto superior se debe inyectar el combustible pulverizado dentro de la cámara auxiliar, que es la que tiene sección circular a la derecha. De los proyectores y la bomba de combustible nos ocuparemos más adelante.

La alta presión reinante y la turbulencia que se produce al pulverizar el combustible en el aire que rota dentro de la cámara auxiliar, provoca la combustión espontánea de la mezcla, sin necesidad de provocarla por una chispa, como ocurría en los motores a explosión. Comienza así la carrera de expansión, que corresponde al tercer gráfico. Terminada la expansión en el punto muerto inferior, el pistón comienza a ascender y barre los gases quemados por el conducto de escape, para lo cual la válvula correspondiente debe estar abierta. En el cuarto gráfico se ha dibujado tal válvula, para lo cual el corte hecho por el dibujante está un poco más atrás que el que vimos en los otros tres gráficos.

Ciclo de trabajo en cuatro tiempos.

Con las explicaciones procedentes podemos estudiar el ciclo de trabajo de estos motores, en la forma como lo hemos hecho días anteriores para los otros tipos. Ya sabemos que esos gráficos representan en abscisas los volúmenes del cilindro y en ordenadas las presiones en el mismo.

La figura 3 muestra el diagrama de presiones y volúmenes. El eje horizontal da el volumen mínimo, que es el de la cámara de combustión, que llamamos v_0 y el total, dado por el volumen útil del cilindro sumado al de la cámara, y que llamamos v_1 . El punto 1 marca la iniciación del ciclo, cuando el pistón comienza su aspiración, que llega hasta el punto 2, terminando el primer ciclo o carrera. La segunda carrera es de compresión adiabática, correspondiéndole a esta fase la curva 2 - 3, llegándose a la presión final de compresión que llamamos p_1 , mientras que la atmosférica la designamos con p_a . Al llegar al punto 3 trabaja la bomba de combustible, trayendo un chorro en forma de fina lluvia, prácticamente gasificado. Para que sea posible esto, la bomba debe trabajar con mayor presión que p_1 . En el punto 3 entonces, comienza la tercer carrera y tiempo del motor, siendo la recta de presión constante 3 - 4 representativa del período de combustión. Esta combustión se realiza espontáneamente, ya que la elevada presión ha hecho subir la temperatura y se provoca espontáneamente la iniciación de la combustión, que se propaga velozmente a toda la mezcla. Hay un leve aumento de volumen, pues desde que se inicia el proceso la presión hace mover al pistón, pero la verdadera expansión comienza en 4 y termina en 5, siendo de carácter adiabático, pues su corta duración no permite intercambio de calor con el exterior en forma apreciable. En el punto 5 se abre la válvula de escape, un poco antes de llegar el pis-

ción al final de su carrera, lo que significa que constituye el avance al principio y el retardo al final. Es evitar la compresión cuando el pistón vuelve a su posición normal. En el punto 2, fin del tercer tiempo y carrera, comienza el cuarto, que es el de barrido de los gases quemados, y que termina en el punto 3. En el diagrama, los puntos de inicio y fin de cada ciclo no pueden determinarse por puntos del diagrama, pues los avances y retardos en la admisión y el escape hacen que tales puntos sean más bien zonas. La admisión se abre un poco antes de llegar el pistón al punto 1, para que la entrada de aire fresco ayude a limpiar completamente el cilindro. A cuyo objeto, la válvula de escape se retrasa en su cierre. En estos detalles son muy similares a los que ya hemos descrito para otros motores, de modo que no insistiremos en ellos. Sabemos también que el avance o el retardo en la apertura o cierre de una válvula, se traduce en un corrimiento angular de la leva correspondiente a esa válvula, la que deberá ser girada en el sentido de giro del árbol de levas, cuando hay un avance, y un sentido contrario, cuando hay un retardo.

Ángulos de trabajo.

Tal como lo hicimos con otros motores, veamos en la figura 4 el diagrama que muestra los ángulos de trabajo en un motor Diesel de cuatro tiempos. Interesa especialmente ver los ángulos de avance y retardo en la inyección y en las válvulas, pues sabemos que ello no ocurre exactamente en los puntos muertos de la carrera del pistón. Como en el motor Diesel este diagrama es más complicado que para los motores a explosión, evitamos el uso de letras indicativas, las que se sustituyen por leyendas completas.

En el gráfico se incluye el sector correspondiente al arranque, y los demás indican la admisión, compresión, inyección de combustible, expansión y escape. Los retardos y avances de apertura y cierre de las válvulas están indicados como ángulos de giro de manivela o cigüeñal, como es de práctica. El mismo procedimiento se sigue con la apertura y cierre del inyector de combustible.

El motor de dos tiempos.

El motor de dos tiempos difiere constructivamente del de cuatro, en lo que puede verse en la figura 5. No hay válvulas, sino lumbreras de admisión y escape, y están ubicadas en una región intermedia del cilindro y no en su extremo. El pistón, biela, cigüeñal, cilindro y camisa de refrigeración, difieren poco del otro tipo de motor. Pero obsérvese la entrada de aire, que en este modelo se hace por un costado del cárter o codo inferior que contiene al cigüeñal. El cárter debe ser cerrado en estos motores porque al salir de la zona de aire el pistón en su movimiento ascendente produce una aspiración en el cárter, por lo que entra aire por la válvula lateral. En el movimiento o descenso del pistón impulsa al aire del cárter por el conducto lateral hacia la lumbrera de admisión, aire que llena el cilindro y barre los gases de escape. Al llegar a su carrera, el pistón cubre las lumbreras y por lo tanto comprime al aire contenido en el cilindro, hasta que al llegar a su punto muerto superior se abre el inyector por una leva y entra combustible a la cámara de combustión. Se produce así la combustión y comienza la expansión, cuando el pistón, hasta su punto muerto inferior, pero abriéndose en un instante dado la lumbrera de escape y comenzando

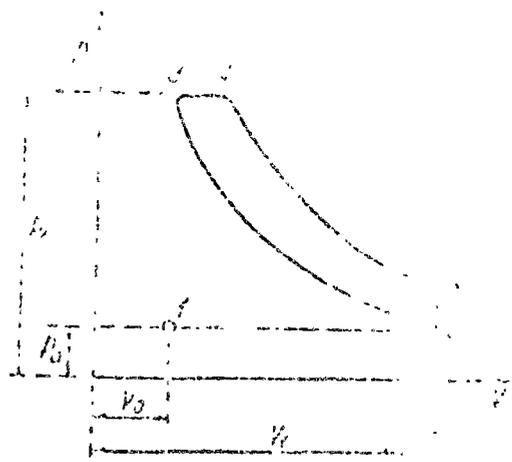
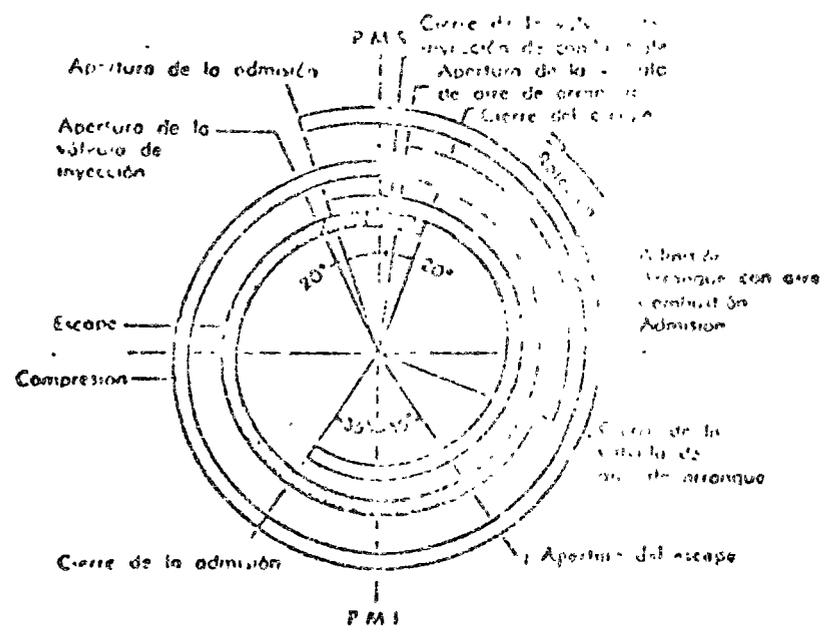


Fig. 3 - Ciclo de trabajo del motor de 4 tiempos



El ciclo de trabajo del motor de 4 tiempos se divide en cuatro tiempos: admisión, compresión, explosión y escape. Durante el tiempo de admisión, la válvula de admisión se abre y el combustible fresco es aspirado al cilindro. Durante el tiempo de compresión, ambas válvulas están cerradas y el combustible se comprime. Durante el tiempo de explosión, el combustible se enciende y expande, empujando al pistón hacia abajo. Durante el tiempo de escape, la válvula de escape se abre y los gases quemados son expulsados del cilindro.

a salir por ella los gases quemados.

No siempre se utiliza el mismo cárter y el pistón principal, y para que sirvan de bomba de aire, porque esto obliga a hacer el cárter con ranuras o con tabiques que independicen los cilindros, a fin de que sólo trabaje como bomba en un cilindro, puesto que sabemos que los cilindros no trabajan al aire dos. Para evitar esos inconvenientes se emplea la bomba auxiliar de barrido, ilustrada en la figura 6. Esta bomba tiene un émbolo, accionado con un vástago articulado a la biela. Cuando el pistón principal baja el émbolo camina hacia la derecha, abriéndose las válvulas de la bomba. Cuando el pistón comienza su carrera ascendente, el émbolo es empujado hacia la izquierda, y el aire va a la lumbrera de aspiración por el conducto que se ve en la figura, entra al cilindro y barre los gases quemados. Hay que hacer notar que la carrera del pistón auxiliar de la bomba es más corta, de manera que para que en cada revolución suministre la cantidad necesaria de aire para llenar el cilindro principal del motor, debe tener mayor diámetro que el pistón principal.

Tampoco es éste el único sistema empleado, pues algunos motores emplean un soplador en lugar de la bomba de barrido. Este soplador se ilustra esquemáticamente en la figura 7 y consta, en esencia, de una bomba de engranajes ovales estangulados, que producen succión y compresión al mismo tiempo, aspirando e impulsando al aire por dos conductos. El caudal de aire es continuo, de modo que la entrada al cilindro está garantizada por el hecho de que la lumbrera esté abierta o no. Algunos tienen válvula, además de lumbreras; veámos un ejemplo.

Los motores que emplean soplador se diferencian netamente de los otros motores de dos tiempos, por lo que vale la pena hacer una descripción adicional, con ayuda de la figura 8. Por lo tanto, estos motores usan el sistema de desplazar el aire fresco y los gases de escape en el mismo sentido, hecho que les da el nombre de monoflujo. El aire que aspira el soplador penetra en el cilindro por las lumbreras inferiores que el pistón ha dejado al descender, como se ve en el esquema de la figura 9 y se nota que su corriente es ascendente, para barrer los gases de escape por la válvula correspondiente que está abierta. En el diagrama el aire ha llenado totalmente al cilindro, la válvula de admisión y la de escape están cerradas y se puede inyectar el combustible, cosa que se ve en el diagrama C.

En tal momento se produce la combustión de la mezcla, la que se cumple en forma espontánea en virtud de la alta presión remanente, como ocurre en los motores Diesel de cualquier tipo. Es la carrera muerta o de expansión, que se marca en D, de la figura citada. Después de ella se abre la válvula de escape y comienza la ascensión del pistón, que expulsa los gases quemados, operación que se completa al descubrirse la lumbrera respectiva y entrar el aire fresco mediante el soplador.

Ciclo de trabajo.

Veamos ahora el ciclo del motor de dos tiempos, cuya construcción difiere del anterior, en algunos tipos, por la carencia de válvulas de admisión y

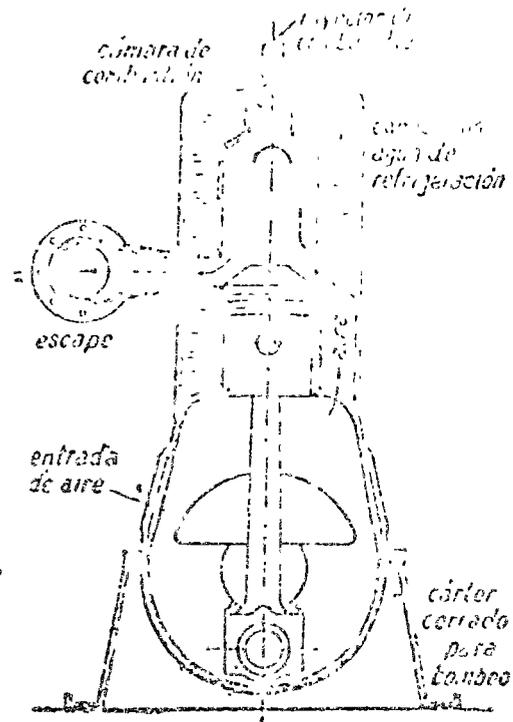


FIG. 5 - Corte de un motor Diesel de dos tiempos.

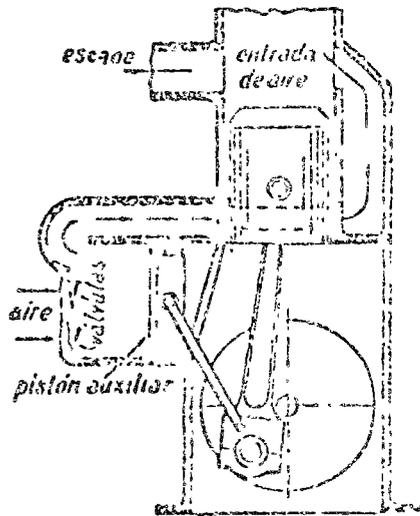


FIG. 6 - Bomba de aire en el cárter

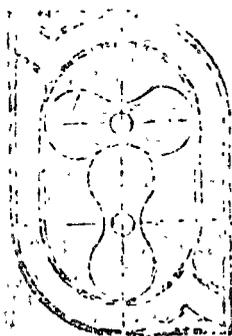


Fig. 24. — Soplador para el llenado del cilindro.

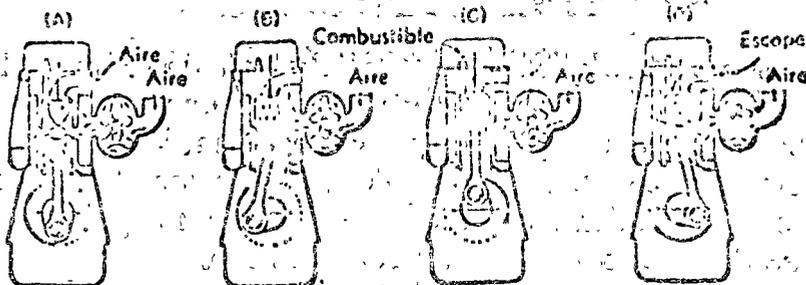


Fig. 3. — Funcionamiento del motor de dos tiempos tipo monoflujo.

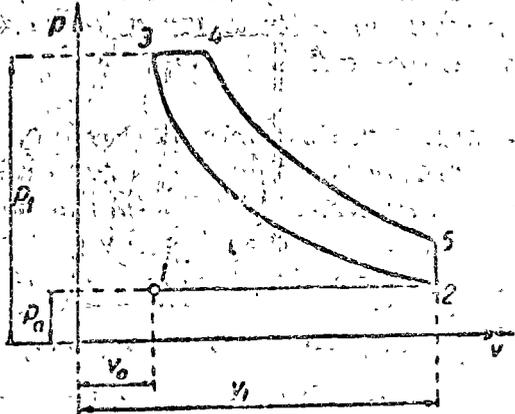


Fig. 9. — Ciclo de trabajo del motor Diesel de 2 tiempos.

escape, las que son sustituidas por las que se comprimen por el mismo pistón en su desplazamiento. La figura 7 muestra el diagrama de presiones de un motor con ciclo de dos tiempos. En el punto 1 marca el comienzo del ciclo, cuando el pistón comienza a cubrir la cámara de compresión, en la cual, el primer tiempo marca la entrada de aire al cilindro en el tramo 1 - 2. En 2 se cierra la lumbrera de admisión por llegar el pistón a cubierta, y comienza la compresión adiabática del aire contenido en el cilindro y en la cámara de combustión. En el punto 3 termina la compresión, que ha llegado a provocar la presión p_1 , mucho mayor que la de escape p_2 . El aire que ocupaba un volumen v_1 se pasado a tener otro v_0 . Aquí es el punto donde se debe inyectar el combustible mediante la bomba auxiliar. Inmediatamente comienza la combustión espontánea por la elevación de temperatura, lo que está representado por la recta de presión constante 3 - 4 y comienza el segundo tiempo, con la expansión adiabática 4 - 5. Al llegar al punto 5 el pistón descubre la lumbrera de escape p_2 a la presión y salen los gases quemados. Ya sabemos que en los motores de dos tiempos, estos gases deben ser barridos por la admisión, de manera que al entrar aire fresco se limpia el cilindro de los gases quemados que quedan en su interior. El punto 1 marca el fin del segundo tiempo. Los motores de dos tiempos con válvulas (monoflujo) tienen ciclo igual al descrito.

Cámaras de combustión.

Todo el espacio que queda lleno de aire cuando termina la combustión, se llama cámara de combustión. Si el cilindro es sencillamente cilíndrico de base superior perpendicular a la generatriz y plana, la cámara de combustión la debe formar el mismo pistón, para lo cual debe ser ahuecado. En caso contrario, cuando el pistón es un cilindro recto de base superior plana, debe haber un recinto en el cual se aloje el aire una vez comprimido.

La forma de las cámaras de combustión es muy variada, a veces sólo obedecen a razones de patentes, sin que haya verdadera diferencia en el funcionamiento o en la eficiencia. De todos modos, es de notar que la tendencia moderna es proveer al motor de una antecámara, donde se realiza la primera combustión. Tenemos así una primera clasificación, según tenga o no esa antecámara, y los motores se llaman: de inyección directa, si la cámara está formada por el pistón y el cilindro, simplemente, y los otros, que se llaman con antecámara, o con cámara de pre-combustión.

La figura 10 muestra dos tipos de los más usuales de cámaras de inyección directa. La A, corresponde a los motores M. A. N. La B es característica de los motores de inyección directa, con pistón ahuecado en forma semiesférica en su parte superior, y entre los cuales tenemos los Saito, Tosi, y otros; se caracterizan por su simplicidad constructiva. Tiene el inconveniente de que el aire, durante la compresión es simplemente empujado hacia la cámara, sufre una compresión inmovilizada, es decir, no adquiere turbulencia y queda en reposo al final de la compresión. Este detalle conspira contra la mezcla del combustible con el aire, pues las condiciones ideales se cumplen cuando el aire está animado de movimiento. Por estas razones en los motores con antecámara, hay que pulverizar muy bien al combustible para obtener una combustión buena. Generalmente, estos motores son más sencillos que los de inyección

de inyección más grandes por ser motor de inyección directa a algunas clases de atmósferas.

Analicemos ahora los motores de inyección indirecta, cuyas cámaras guardan las formas que se ven en las figuras 11 y 12. Se distinguen dos tipos distintos, los llamados de cámaras de pre-combustión propiamente dichas y los modelos que agregan una cámara de turbulencia de aire, (Fig. 12). En los primeros, el combustible comienza su inflamación en la antecámara, donde se realiza una combustión parcial, la temperatura y la presión se elevan y los gases pasan de inmediato a la cámara principal, donde termina el fenómeno. La ventaja obtenida es que al comenzar la combustión los gases pasan violentamente de la antecámara a la cámara principal, produciendo una succión en el inyector que arrastra más combustible, favoreciendo la operación de gasificación de líquido. Por tal motivo, la presión del inyector puede ser mucho menor que en los motores anteriores, de inyección directa, se emplean presiones inferiores al centenar de atmósferas. La ilustración A, corresponde a los Deutz y la B a los Caterpillar. (Fig. 11)

Los motores del tercer tipo, que hemos llamado a cámara de turbulencia, y que corresponden a las ilustraciones de la figura 12 utilizan el efecto de movimiento brusco turbulionario que se produce en una masa de aire, para mejorar las condiciones de la pulverización del combustible, y para provocar la succión en el inyector. Hay algunos motores (el Atlas, por ejemplo), que tienen la cámara de turbulencia con un fino orificio para que el aire al pasar se caliente, y con ello se mejoren las condiciones de la combustión. El modelo A es característico de los motores tipo Mércedes para vehículos, y el B es un M. A. N. Entre estos motores que usan pre-cámara de turbulencia merece destacarse uno por la originalidad de la misma, y es el motor Mack, cuya cámara puede verse en la figura 13. Está provista de una celda especial, con una garganta de estrechamiento tipo Venturi, que produce una turbulencia muy eficaz en el movimiento del aire.

Otro caso para analizar es el de las cámaras que emplean dos inyectores en lugar de uno, colocados en forma opuesta en la cámara de combustión. La figura 14 ilustra sobre el sistema empleado en el motor Price, que tiene una cámara de forma de tronco de cono invertido, en cuya base superior, y en posición opuesta diametralmente, se ven los dos inyectores. Es evidente que este detalle encarece el motor, de modo que su funcionamiento debe acusar ventajas que justifiquen tal inclusión.

Sistema de arranque.

Las puestas en marcha de los motores Diesel se hacen en forma muy variadas, según la potencia del motor, si es fijo o móvil, etc. En los grandes se emplea aire comprimido contenido en recipientes especiales (botellas) o producido por el motor mismo mediante un mecanismo adicional. En los más chicos se lo hace girar a mano, mediante un volante con manija. En los portátiles se emplea una bujía de encendido, para hacerlo arrancar como si fuera a explosión; una vez en marcha normal, se elimina el sistema de ignición, y pasa a funcionar como Diesel.

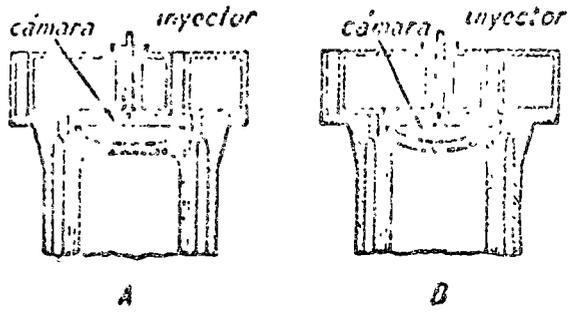


Fig. 10 — Corte de dos tipos de cámaras de combustión directa.

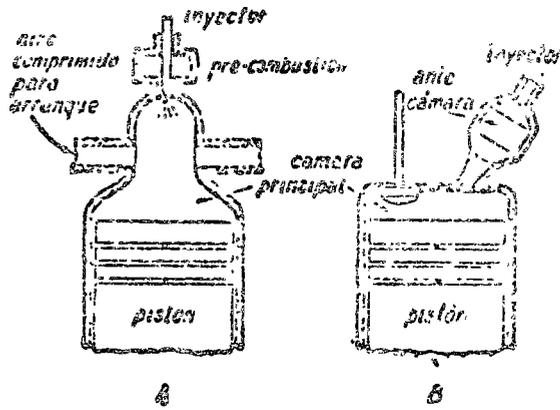


Fig. 11 — Cámaras de pre-combustión.

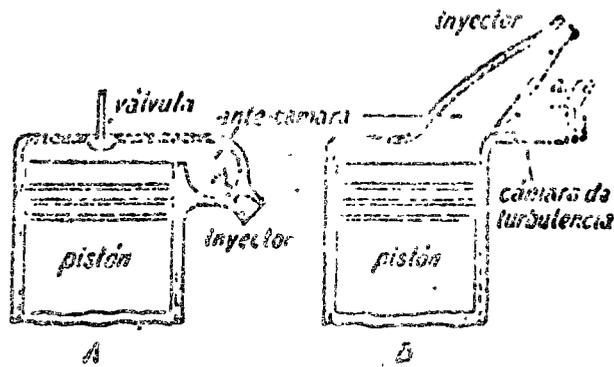


Fig. 12 — Cámaras de turbulencia.

En resumen, tenemos los factores importantes: el de aire comprimido y el eléctrico. Veámos algunos detalles de los mismos.

Hemos mencionado que se usaba aire comprimido para hacer arrancar al motor Diesel. Pero este sistema es práctico para motores estacionarios o marinos de gran potencia. Para vehículos se prefiere el arranque eléctrico, mediante un motor que hace girar el cigueñal hasta que se establece el funcionamiento normal. En este sentido, el arranque eléctrico es completamente similar al usado para motores a explosión.

En el arranque por aire comprimido se emplea una válvula especial, que se puede ver en la figura 15 y que está montada en la culata del cilindro. Muchas veces esta válvula se abre por acción del mismo aire comprimido, y otras se usan válvulas especiales para tal fin. El aire para el arranque debe entrar al cilindro cuando el pistón ha pasado un pequeño ángulo, comprendido entre 1° y 5° , del punto muerto superior. El aire comprimido se guarda en botellas especiales, que se colocan próximas al motor y unidas a este por un tubo. La botella contiene generalmente anhídrido carbónico a una presión de 60 atmósferas, en estado líquido. Al abrir la válvula el líquido se expande bruscamente y se gasifica, cumpliendo su cometido.

La maniobra de arranque se realiza de la siguiente manera: Se coloca el pistón pasando el punto muerto superior, para lo cual se acciona el volante. Es corriente que el volante tenga una marca que debe hacerse coincidir con otra de la bancada fija, para la posición de arranque. Se unge un cilindro extremo al cual se conecta la botella de aire comprimido. Preferentemente se unirá el más próximo al volante. Es obvio que durante la puesta en marcha el motor debe estar desacoplado de la carga. El aire comprimido acciona sobre el pistón y lo desplaza, iniciándose el ciclo. Después de algunas embobadas, comienza el funcionamiento normal. Es importante tener en cuenta que debe usarse aire comprimido, y no oxígeno, cuidando de no confundir los recipientes, que son parecidos. El empleo de oxígeno daría lugar a desagradables consecuencias, pues se combina con el combustible formando una mezcla explosiva. Durante el arranque se cierra la válvula de admisión y se abre la auxiliar.

Para el arranque eléctrico se emplea un motor que está acoplado al cigueñal mediante un dispositivo que se ilustra en la figura 16 llamado bendix. Se trata de un acople y desacople por vía de una muesca practicada en una corona cilíndrica contenida por un resorte. Poniendo en marcha el motor de arranque que mediante una batería de acumuladores, cuando el cigueñal adquiere movimiento rotatorio el bendix se encarga de desacoplar al motor.

En algunos motores Diesel para vehículos se usa un elemento térmico colocado en el interior de la cámara de combustión. Se trata de una pequeña resistencia que al paso de la corriente se pone al rojo, y mientras el motor de arranque hace girar al cigueñal, la mezcla comprimida entra en combustión gracias al elemento incandescente. Cuando se ha conseguido el arranque se desconecta dicho elemento. Caso típico de lo que estamos describiendo son los motores para vehículos de la Mercedes Benz. El elemento de calefacción

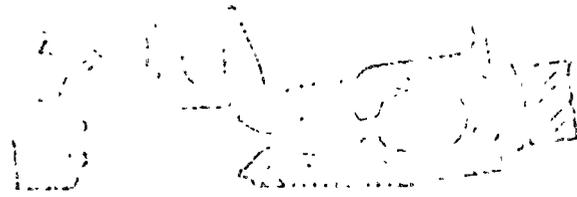


Fig. 13 -- Cámara de gas combustible con bujía, para el motor Muck.

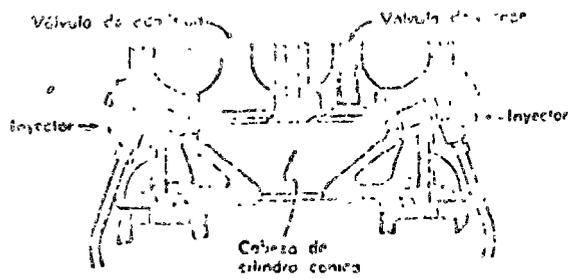


Fig. 14 -- Cámara en forma de cono truncado con dos inyectores del motor Price.

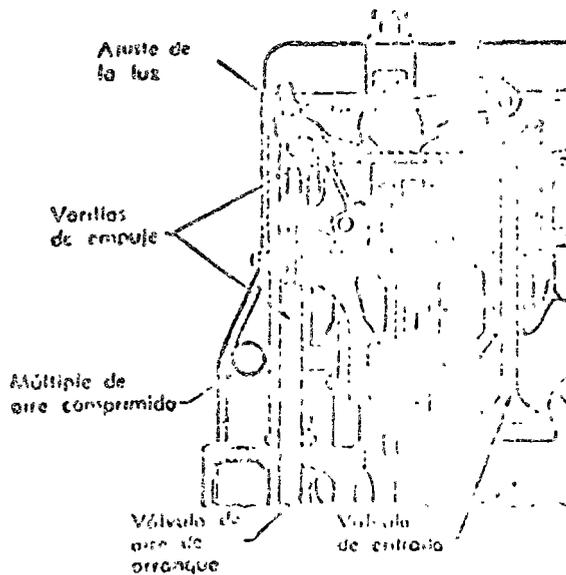


Fig. 15 -- Sistema de arranque con aire comprimido, de la Worthington.

se conecta antes de accionar el botón de arranque durante unos 30 segundos, y luego se pone en marcha el motor de arranque con lo que se consigue un rápido funcionamiento normal del motor.

En otros motores se coloca una bujía de ignición como las usadas en motores a explosión, pero en un sólo cilindro. Cuando el motor está frío no arranca por sí solo, pero la chispa produce la combustión inicial. Una vez en marcha normal se desconecta esa bujía.

Detalles de funcionamiento.

El combustible empleado para motores Diesel puede ser gas-oil, y diesel oil. El gas-oil tiene una densidad de 0,825 a 0,875 específico indeseable un contenido de azufre inferior al 0,2 % y poder calorífico de unas 11.000 Calorías. El diesel-oil tiene sólo 10.750 Calorías. El fuel-oil se emplea raramente, por su menor pureza. Se lo destina a las calderas para quemado a llama continua.

El consumo de combustible es de alrededor de 180 a 190 gramos por C.V. hora para los tipos corrientes. Para potencias pequeñas se los construye horizontales y raramente verticales, en cambio, para más de 100 C.V. son verticales. La tabla de algunas características de estos motores, se ve en la figura 17

MOTORES.

La comparación entre un motor a explosión o de gas con uno Diesel hace pensar en un tipo intermedio, en el cual no se emplea sistema de ignición para la inflamación de la mezcla, pero tampoco se utiliza la presión tan elevada del Diesel. Si la presión al final de la compresión es moderada, cualquier elevación de temperatura es capaz de producir la combustión espontánea de la mezcla, y eso es lo que se hace en los motores semi-Diesel.

La manera más simple de producir la elevación de temperatura es dejando la cabeza del cilindro sin refrigeración, por lo cual estos motores han tomado el nombre de cabeza caliente. Se los construye de cabeza de cilindro semi-esférica, sin camisa, y cuando la mezcla combustible, que es generalmente aire con agrícola, kerosene, gas-oil, etc. está comprimida, el contacto con la cabeza caliente del cilindro la inflama. Es evidente que para el arranque hay que calentar la cabeza mediante una fuente auxiliar, generalmente una mecha con kerosene.

El motor semi-Diesel tiene una antecámara de combustión con una espiral de cobre que se pone incandescente por las elevadas temperaturas reinantes. Una vez al rojo, esa espiral sirve de inflamador, pero para el arranque hay que calentarla con una mecha auxiliar.

Gran parte de los motores semi-Diesel son de dos tiempos, por simplicidad constructiva, ya que son de bajo rendimiento y alto consumo, comparados con los Diesel. Por la misma razón se suprimen las bombas e inyec-

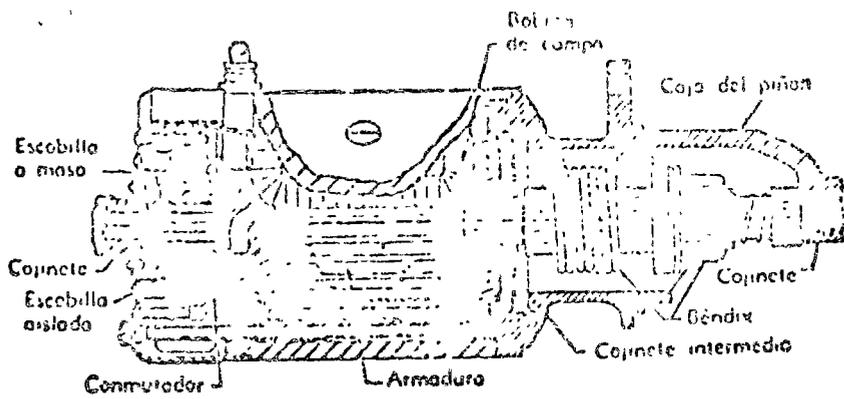


FIG. 16 - Dispositivo para arranque eléctrico de motores Diesel

Características de motores Diesel de cuatro tiempos

Potencia C. V.	Cilindros Nº	Diámetro cilindro mm	Carrera mm	Velocidad r.p.m.	Observaciones
20	1	230	360	270	horizontal
30	1	260	450	250	"
50	1	330	600	220	"
75	1	370	660	200	"
75	2	260	520	250	"
100	1	450	720	190	"
100	2	310	500	300	vertical
200	2	440	720	190	"
200	4	280	450	300	"
300	4	350	560	190	"
500	4	460	700	190	"

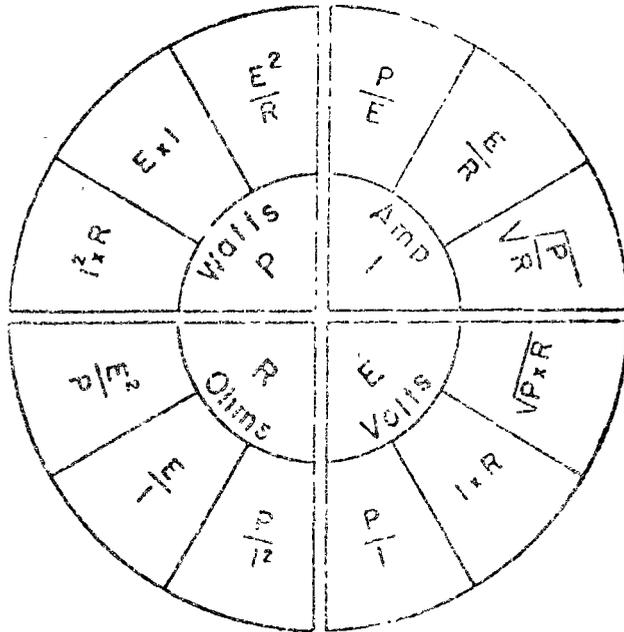
Fig. 17

tores y se hace aspirar al combustible conjuntamente con el aire. Para ello se pone la antecámara, que está a temperatura elevada y vaporiza al líquido. Pero no hay combustión por falta de aire, por lo cual recién se produce la inflamación cuando pasa a la cámara principal.

A título ilustrativo diremos que el consumo de combustible varía entre 260 y 300 gramos C. V. hora, cifra bastante mayor que en los Diesel.

Los motores semi-diesel que emplean bomba de combustible e inyectores sólo se diferencian de los Diesel en la presión y en el detalle de la antecámara caliente, pero no hay una línea neta de separación entre uno y otro tipo, pues hay motores Diesel con antecámara de vaporización, donde se calienta el aire para mejorar la gasificación. En muchas ocasiones un mismo motor puede trabajar en las dos formas, según el combustible empleado y la regulación de presión.

FORMULAS ELECTRICAS



LEY DE OHM

Para obtener	Valor Conocido	SISTEMA			
		Corriente dr	Una fase	Dos fases - Cuatro hilos	Tres fases
Amperes I	HP.	$I = \frac{746 \times HP}{E \times EFF}$	$I = \frac{746 \times HP}{E \times EFF \times PF}$	$I = \frac{746 \times HP}{2 \times E \times EFF \times PF}$	$I = \frac{746 \times HP}{1.73 \times E \times EFF \times PF}$
Amperes I	KW	$I = \frac{1000 \times KW}{E}$	$I = \frac{1000 \times KW}{E \times PF}$	$I = \frac{1000 \times KW}{2 \times E \times PF}$	$I = \frac{1000 \times KW}{1.73 \times E \times PF}$
Amperes I	KVA		$I = \frac{1000 \times KVA}{E}$	$I = \frac{1000 \times KVA}{2E}$	$I = \frac{1000 \times KVA}{1.73 \times E}$
Kilowatts KW		$KW = \frac{I \times E}{1000}$	$KW = \frac{I \times E \times PF}{1000}$	$KW = \frac{I \times E \times 2 \times PF}{1000}$	$KW = \frac{I \times E \times 1.73 \times PF}{1000}$
Kilovolt Amperes KVA			$KVA = \frac{I \times E}{1000}$	$KVA = \frac{I \times E \times 2}{1000}$	$KVA = \frac{I \times E \times 1.73}{1000}$
Potencia en HP		$HP = \frac{I \times E \times EFF}{746}$	$HP = \frac{I \times E \times EFF \times PF}{746}$	$HP = \frac{I \times E \times 2 \times EFF \times PF}{746}$	$HP = \frac{I \times E \times 1.73 \times EFF \times PF}{746}$

I Corriente de linea en amperes
 E Voltaje linea a linea
 KW Potencia en Kilowatts
 In circuitos balanceados de 2 fases, 3 hilos, la corriente en amperes del conductor común es 1.41 veces de la corriente en cualquiera de los otros dos hilos.

KVA Potencia en kilovolt amperes
 HP Potencia en caballos HP
 EFF Eficiencia en decimales

PF Factor de potencia en decimales

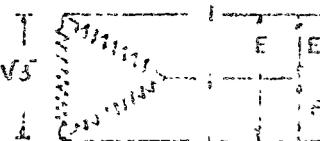
DIAGRAMAS



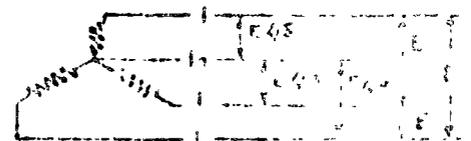
UNA FASE - 2 HILOS



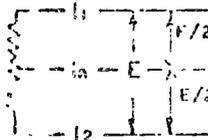
2 FASES - 3 HILOS



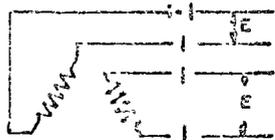
DELTA 3 FASES - 3 HILOS



ESTRELLA - 3 FASES - 4 HILOS



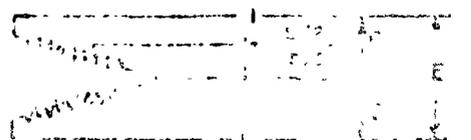
UNA FASE - 3 HILOS



2 FASES - 4 HILOS



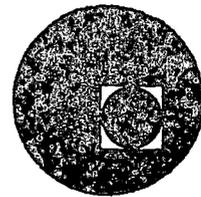
ESTRELLA 3 FASES - 3 HILOS



DELTA - 3 FASES - 4 HILOS



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



SELECCION Y OPERACION DE BOMBAS DE AGUA Y SISTEMAS DE BOMBEO



OPERACION Y MANTENIMIENTO DE SISTEMAS DE BOMBEO

ING. JORGE ARREDONDO GARCIA

MARZO DE 1976.

Palacio de Minería
Tacuba 5, primer piso. México 1, D. F.
Tels: 521-40-23 521-73-35 5123-123

RECEIVED

NOV 19 1954

U.S. DEPARTMENT OF AGRICULTURE

11-19-54

OFFICE OF THE ASSISTANT SECRETARY FOR TECHNICAL ASSISTANCE

WASHINGTON, D.C.

TELETYPE UNIT

NOV 19 1954

U.S. DEPARTMENT OF AGRICULTURE
WASHINGTON, D.C.

OPERACION Y MANTENIMIENTO DE SISTEMAS DE BOMBEO.

C O N T E N I D O .

ASPECTOS GENERALES.

CONDICIONES DE SUCCION.

CEBADO, ARRANQUE Y PARADA.

LUBRICACION Y REFRIGERACION.

EFICIENCIA DE UN SISTEMA DE BOMBEO.

PERDIDAS DE EFICIENCIA DEL SISTEMA DE BOMBEO.

REFACCTORES.

ASPECTOS GENERALES.

En cualquier planta o instalación de bombeo en operación se pretende siempre buscar que los equipos de bombeo y los equipos complementarios se encuentren en correctas condiciones de funcionamiento. Esto no es siempre fácil de cumplir, ya que es necesario satisfacer varios requisitos aún antes de proceder a la construcción de la planta de bombeo y a ponerla en funcionamiento. A continuación se indican los más importantes:

- 1.- Un proyecto correcto de las instalaciones de los equipos de bombeo y sus equipos complementarios, que se comprende desde:
 - a).- Diseño correcto de la forma y tamaño del tanque de almacenamiento de agua ya sea que los equipos de bombeo sean instalados directamente sobre la parte superior del tanque, en el caso de bombas verticales de cárcamo húmedo; o bien se trate de bombas horizontales o verticales de cárcamo seco, instalados fuera del cárcamo que succionan directamente de él, por uno de sus costados.
 - b).- Diseño correcto de las condiciones de la succión de las bombas, que garantice siempre que la carga neta de succión disponible de la instalación sea mayor o igual que la requerida por la bomba.
 - c).- Diseño correcto del tamaño de las tuberías de la succión y descarga así como el de los accesorios.
 - d).- Un buen diseño de la base de apoyo del conjunto de bomba y motor, que garantice que el equipo trabaje dentro del mínimo de vibraciones para el buen funcionamiento del mismo.
 - e).- Un correcto diseño del equipo eléctrico tal como: motor de accionamiento de la bomba, arrancador del motor, subestación eléctrica, alimentadores, equipos de protección, sistema de alumbrado, etc.

f).- La arquitectura del edificio que contiene a todo el equipo de la planta de bombeo debe ser atractivo y la operación no debe causar molestias a la vecindad.

2.-Selección correcta de los equipos e bombeo.

El cumplimiento de una correcta selección de los equipos de bombeo proporciona los medios para una buena operación, que se traducirá siempre en una garantía de la continuidad del servicio, en economía del mantenimiento y mayor duración del equipo.

3.-Ya que se cuenta con el proyecto de la planta de bombeo aceptado y que se ha efectuado la correcta selección y compra del equipo, se procede a efectuar la construcción de la planta de bombeo que comprende la obra civil ó sea construcción del tanque de almacenamiento de agua, casa de bombas y controles, instalación de equipos de bombeo, instalación de tuberías de succión, descarga y accesorios, instalación del equipo eléctrico, controles de arranque y paro automático por alto y bajo nivel, alternación de equipos de bombeo, pruebas electromecánicas y puesta en marcha de los equipos.

4.-Una vez que se ha obtenido un buen proyecto y una buena instalación del equipo, corresponde a continuación tener una buena operación. Esto se puede lograr capacitando al personal de operación, haciéndole que el mismo respete siempre los procedimientos de arranque y paro de los equipos de bombeo y del equipo complementario. Los procedimientos de operación del equipo deberán ser indicados por escrito en forma clara y concisa y de ser posible colocarlos a la vista de todo el personal de operación.

5.-Finalmente para lograr la continuidad de la operación de los equipos de bombeo y de los equipos complementarios, es necesario elaborar y hacer cumplir los programas de mantenimiento preventivo que tienden a conservar los equipos en condiciones óptimas de funcionamiento.

CONDICIONES DE SUCCION.

Una de las características mas importantes para el funcionamiento correcto de cualquier sistema de bombeo es el lograr una correcta condición de succión, las condiciones de succión de una bomba varían de acuerdo a la posición que guarda el nivel del líquido con respecto a la boca de entrada del agua al ojo del impulsor de la bomba. Se consideran los siguientes casos:

a).-Cuando el nivel del agua se encuentra abajo del eje de la succión de la bomba, como se muestra en la figura. En este caso se dice que la bomba va a trabajar con una carga de succión negativa, es decir que si colocamos un manómetro en la tubería de succión nos indicará una presión negativa menor a la atmosférica.

or vacuum in the discharge tank would be subtracted. The following is a handy formula for converting inches of mercury vacuum into feet of liquid

$$\text{Vacuum, ft. of liquid} = \frac{\text{Vacuum, in. of Hg} \times 1.13}{\text{Sp Gr}}$$

The above forms of head, namely static, friction, velocity, and pressure, are combined to make up the total system head at any particular flow rate. Following are definitions of these combined or "Dynamic" head terms as they apply to the pump

TOTAL DYNAMIC SUCTION LIFT (h_s) is the static suction lift plus the velocity head at the pump suction flange plus the total friction head in the suction line. The total dynamic suction lift, as determined on pump test, is the reading of a gage on the suction flange, converted to feet of liquid and corrected to the pump centerline*, minus the velocity head at the point of gage attachment.

TOTAL DYNAMIC SUCTION HEAD (h_s) is the static suction head minus the velocity head at the pump suction flange minus

the total friction head in the suction line. The total dynamic suction head, as determined on pump test, is the reading of a gage on the suction flange, converted to feet of liquid and corrected to the pump centerline*, plus the velocity head at the point of gage attachment

TOTAL DYNAMIC DISCHARGE HEAD (h_d) is the static discharge head plus the velocity head at the pump discharge flange plus the total friction head in the discharge line. The total dynamic discharge head, as determined on pump test, is the reading of a gage at the discharge flange, converted to feet of liquid and corrected to the pump centerline*, plus the velocity head at the point of gage attachment.

TOTAL HEAD (H) or TOTAL DYNAMIC HEAD (TDH) is the total dynamic discharge head minus the total dynamic suction head or plus the total dynamic suction lift.

$$\text{TDH} = h_d + h_s \text{ (with a suction lift)}$$

$$\text{TDH} = h_d - h_s \text{ (with a suction head)}$$

Fig. 2-a Suction Lift —

Showing Static Heads in a Pumping System Where the Pump is Located Above the Suction Tank. (Static Suction Head)

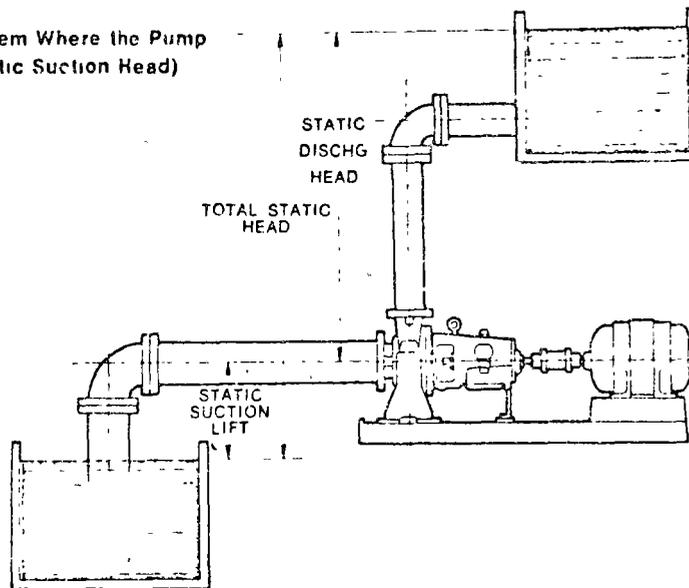
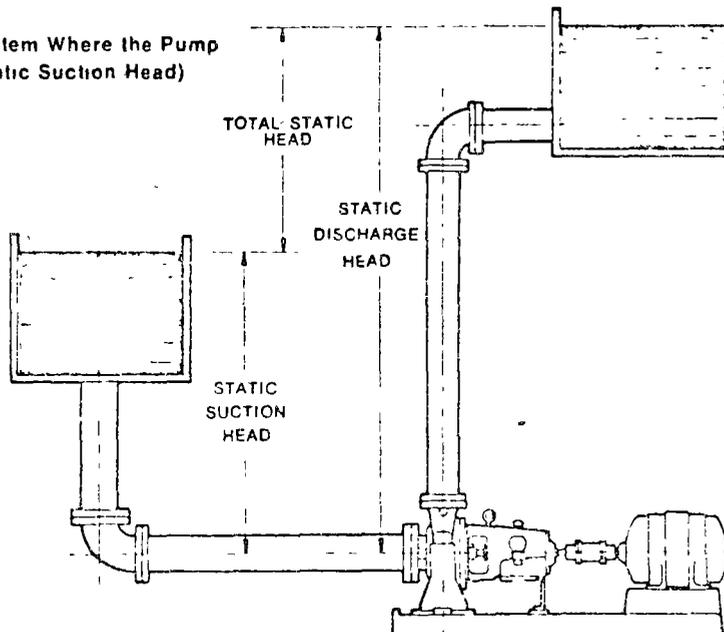


Fig. 2-b Suction Head —

Showing Static Heads in a Pumping System Where the Pump is Located Below the Suction Tank. (Static Suction Head)



Para obtener la altura de succión en este caso se deberá efectuar una suma algebraica es decir $H_s = S + h_{fs} + h_i + h_v$ en donde H_s = Altura de succión, S = Altura estática desde el nivel superior del espejo del agua al eje del impulsor, h_{fs} = Pérdidas por fricción en la tubería y accesorios; h_i = pérdidas por entrada en el punto A, h_v = Columna de velocidad.

- b).- Cuando el nivel del agua se encuentra arriba del eje de la succión de la bomba, como se muestra en la figura. En este caso se dice que la bomba trabaja "ahogada". El depósito que contiene el agua está abierto y bajo la acción de la presión atmosférica. En este caso la altura de succión $H_s = S - (h_{fs} + h_i + h_v)$.
- c).- Cuando la fuente de abastecimiento de agua a la bomba se encuentra en un tanque cerrado y situado por encima del eje del impulsor de la bomba y sujeto a una presión diferente a la atmosférica. La altura de succión se calcula de acuerdo con la siguiente fórmula $h_s = S - h_{fs} - h_i - h_v + P$ en donde P_s es la presión absoluta en pies ó mts. columna de agua, de un manómetro que mida la presión dentro del tanque. En el caso de indicar un vacío parcial la lectura del manómetro se convierte a unidades de pies de agua ó metros columna de agua y se considera como una columna negativa de presión con signo negativo.

La fallas más comunes en la operación de las bombas, ocurren en lado de succión de la bomba, por lo que es muy conveniente que siempre que se vayan a adquirir bombas nuevas se suministren los mayores datos al fabricante de los mismos tales como:

- 1.- Temperatura del líquido.
- 2.- Presión de vapor del líquido.
- 3.- Temperatura del líquido a la temperatura de operación.
- 4.- Altura de elevación sobre el nivel del mar de la instalación.
- 5.- Condiciones de la succión, es decir si la bomba está ahogada, si va a trabajar con carga de succión negativa; si va a succionar de un depósito cerrado; desde luego dando los valores de la altura de succión estática y si ésta es variable durante la operación de la bomba indicar los valores máximos y mínimos. Diametros y longitudes de la tubería de succión, indicar si lleva válvula de compuerta y de ser posible anexar un croquis de las condiciones de la instalación del sistema en donde se indiquen todos los detalles pertinentes requeridos.
- 6.- Capacidad en lpm o GPM.
- 7.- Altura de la descarga ó presión de descarga o carga total dinámica de bombeo .

En cualquier instalación de bombeo es necesario revisar que la columna neta de succión positiva disponible (la cual es función de las condiciones de la instalación) sea igual o mayor que la columna neta de succión positiva requerida (la cual depende del tipo de impulsor de la bomba y es dato que debe proporcionar el fabricante del equipo de bombeo).

Carga Neta de Succión Positiva.

Es la presión disponible o requerida para forzar un determinado volumen de agua en litros por segundo o galones por minuto a través de una tubería de succión, al ojo del impulsor, cilindro o carcasa de una bomba. El plano de referencia para bombas horizontales es la línea de centro y para bombas verticales el ojo del impulsor del primer paso. Se mide en metros columna de agua equivalente a la presión en Kg/cm². requeridos para forzar el líquido a la bomba.

En el bombeo de líquidos la presión en cualquier punto de la tubería de succión no debe ser tan baja que ocurra en el líquido lo que se llama Presión de Vapor; es decir los líquidos a cualquier temperatura arriba de su punto de congelación, sufren evaporación en su superficie libre. En el seno del líquido aparece una presión que se llama Presión de Vapor y es función directa de la temperatura del líquido. El valor de la presión de vapor es muy importante considerarlo cuando se calcula un sistema de bombeo; ya que la reducción de la presión en el tubo de succión de una bomba mas abajo de la presión de vapor del líquido, puede causar vaporización, es decir formación de vapor del líquido, que es lo que ocurre al poner a funcionar una bomba esta tiende a provocar un vacío en el seno del líquido que es el acto de succión y que se conoce como Presión de Bombeo. Supóngase que la presión de bombeo, en un momento dado es mas baja que la presión de vapor del líquido a bombear a una temperatura determinada, en este momento se producirá vapor en el seno del líquido y como la bomba no puede bombear vapor, el flujo del líquido a la bomba se interrumpe. se dice que la bomba esta en "Vapor". El método mas comunmente usado para evitar esta condición es el dar suficiente columna a la succión de la bomba para que la presión en el tubo de succión sea siempre mayor que la presión de vapor del líquido que se maneja.

CNSP disponible. Depende de las condiciones de instalación de la bomba en el sistema es decir de: altura de la instalación sobre el nivel del mar, temperatura del líquido, de la columna o altura de succión (ya sea que la bomba este "ahogada" o tenga columna negativa de succión), de las pérdidas por fricción en la tubería y accesorios de la succión, del peso específico del líquido. En cualquier caso se puede calcular como sigue:

- a).- Cuando el nivel del agua se encuentra siempre arriba del eje del impulsor de la bomba.

$$\text{CNSP} = \text{Presión barométrica (m)} + \text{Altura estática de Succión (m) disponible} - \text{Pérdidas por fricción en la succión en tubería y accesorios (m)} - \text{Presión de vapor del líquido (m)}.$$

101-A: Net Positive Suction Head Available for Oil and Grease Pumps

The Hydraulic Institute defines NPSH as the total suction head in feet absolute, determined at the suction nozzle and corrected to datum, less the vapor pressure of the liquid in feet absolute. Simply stated, it is an analysis of energy conditions on the suction side of a pump to determine if the liquid will vaporize at the lowest pressure point in the pump.

The pressure which a liquid exerts on its surroundings is dependent upon its temperature. This pressure, called vapor pressure, is a unique characteristic of every fluid and increases with increasing temperature. When the vapor pressure within the fluid reaches the pressure of the surrounding medium, the fluid begins to vaporize or boil. The temperature at which this vaporization occurs will decrease as the pressure of the surrounding medium decreases.

A liquid increases greatly in volume when it vaporizes. One cubic foot of water at room temperature becomes 1700 cu. ft. of vapor at the same temperature.

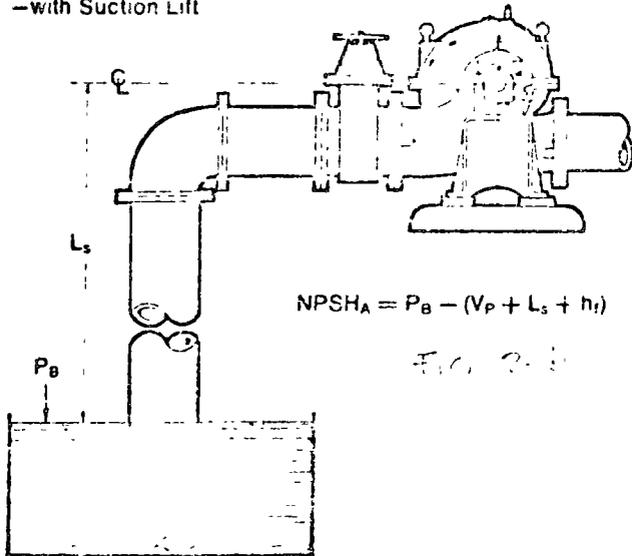
It is obvious from the above that if we are to pump a fluid effectively, we must keep it in liquid form. NPSH is simply a measure of the amount of suction head present to prevent this vaporiza-

tion at the lowest pressure point in the pump.

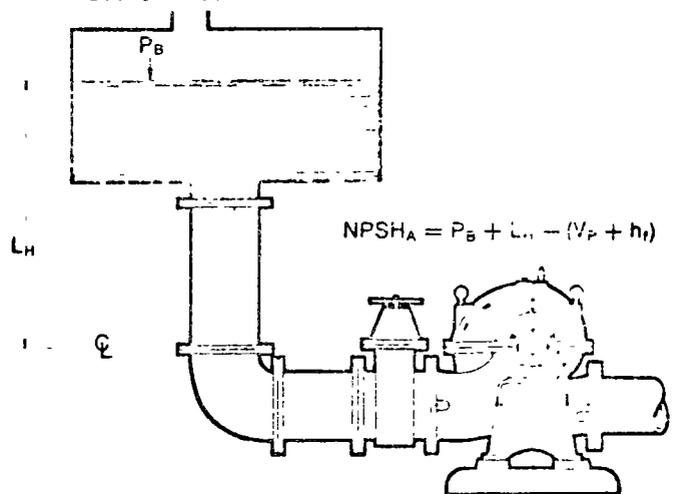
NPSH Required is a function of the pump design. As the liquid passes from the pump suction to the eye of the impeller, the velocity increases and the pressure decreases. There are also pressure losses due to shock and turbulence as the liquid strikes the impeller. The centrifugal force of the impeller varies further increases the velocity and decreases the pressure of the liquid. The NPSH Required is the positive head in feet absolute required at the pump suction to overcome these pressure drops in the pump and maintain the liquid above its vapor pressure. The NPSH Required varies with speed and capacity within any particular pump. Pump manufacturer's curves normally provide this information.

NPSH Available is a function of the system in which the pump operates. It is the excess pressure of the liquid in feet absolute over its vapor pressure as it arrives at the pump suction. Fig. 4 shows four typical suction systems with the NPSH Available formulas applicable to each. It is important to correct for the specific gravity of the liquid and to convert all terms to units of "feet absolute" in using the formulas.

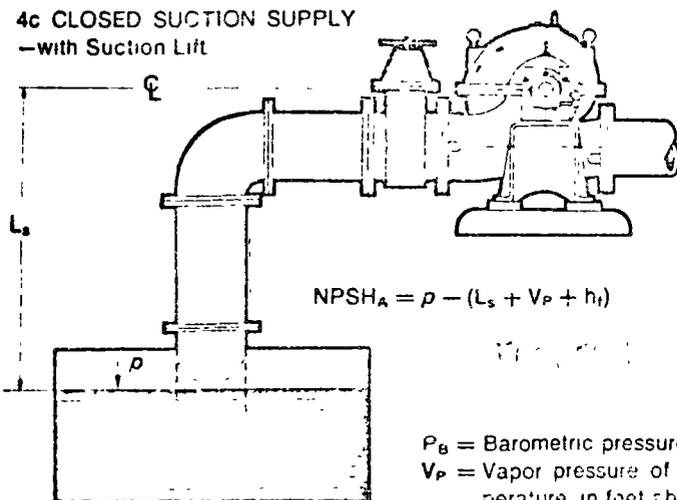
4a SUCTION SUPPLY OPEN TO ATMOSPHERE
-with Suction Lift



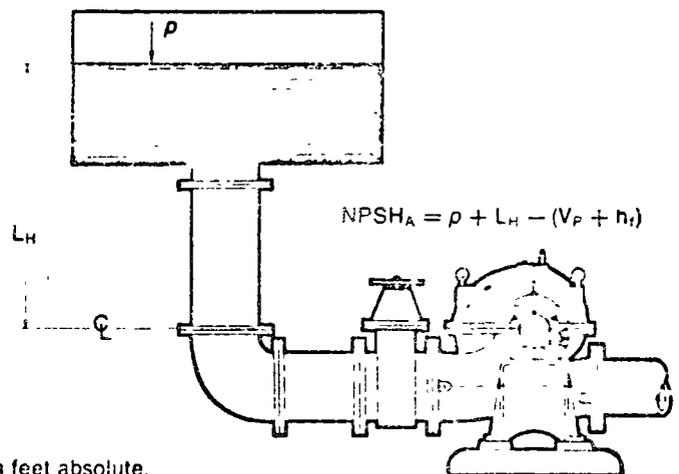
4b SUCTION SUPPLY OPEN TO ATMOSPHERE
-with Suction Head



4c CLOSED SUCTION SUPPLY
-with Suction Lift



4d CLOSED SUCTION SUPPLY
-with Suction Head



- P_B = Barometric pressure, in feet absolute.
- V_p = Vapor pressure of the liquid at maximum pumping temperature, in feet absolute
- P = Pressure on surface of liquid in closed suction tank, in feet absolute
- L_s = Maximum static suction lift in feet
- L_H = Minimum static suction head in feet.
- h_f = Friction loss in feet in suction pipe at required capacity

Fig. 4 Calculation of system Net Positive Suction Head Available for typical suction conditions.

100-5 Properties of Water At Various Temperatures From 32 to 705.4°F

Temp. F	Temp. C	SPECIFIC GRAVITY 60 F Reference	Wt. in Lb/Cu Ft	Vapor Pressure Psi Abs	Vapor Pressure* Feet Abs. (At Temp.)
32	0	1.002	62.42	0.0885	0.204
40	4.4	1.001	62.42	0.1217	0.281
45	7.2	1.001	62.40	0.1475	0.340
50	10.0	1.001	62.38	0.1781	0.411
55	12.8	1.000	62.36	0.2141	0.494
60	15.6	1.000	62.34	0.2563	0.591
65	18.3	.999	62.31	0.3036	0.706
70	21.1	.999	62.27	0.3531	0.839
75	23.9	.998	62.24	0.4298	0.994
80	26.7	.998	62.19	0.5069	1.172
85	29.4	.997	62.16	0.5959	1.379
90	32.2	.996	62.11	0.6982	1.617
95	35.0	.995	62.06	0.8153	1.890
100	37.8	.994	62.00	0.9492	2.203
110	43.3	.992	61.84	1.275	2.965
120	48.9	.990	61.73	1.692	3.943
130	54.4	.987	61.54	2.223	5.196
140	60.0	.985	61.39	2.889	6.766
150	65.6	.982	61.20	3.718	8.735
160	71.1	.979	61.01	4.741	11.172
170	76.7	.975	60.79	5.992	14.178
180	82.2	.972	60.57	7.510	17.825
190	87.8	.968	60.35	9.339	22.257
200	93.3	.964	60.13	11.526	27.584
212	100.0	.959	59.81	14.696	35.353
220	104.4	.956	59.63	17.186	41.343
240	115.6	.948	59.10	24.97	60.77
260	126.7	.939	58.51	35.43	87.05
280	137.8	.929	58.00	49.20	122.18
300	148.9	.919	57.31	67.01	168.22
320	160.0	.909	56.66	89.65	227.55
340	171.1	.898	55.96	118.01	303.17
360	182.2	.886	55.22	153.04	398.49
380	193.3	.874	54.47	195.77	516.75
400	204.4	.860	53.65	247.31	663.42
420	215.6	.847	52.80	308.83	841.17
440	226.7	.833	51.92	381.59	1056.8
460	237.8	.818	51.02	466.9	1317.8
480	248.9	.802	50.00	566.1	1628.4
500	260.0	.786	49.02	680.8	1993.2
520	271.1	.766	47.85	812.4	2446.7
540	282.2	.747	46.51	962.5	2972.5
560	293.3	.727	45.3	1133.1	3595.7
580	304.4	.704	43.9	1325.8	4345.
600	315.6	.679	42.3	1542.9	5242.
620	326.7	.650	40.5	1786.6	6341.
640	337.8	.618	38.5	2059.7	7689.
660	348.9	.577	36.0	2365.4	9458.
680	360.0	.526	32.8	2708.	11878.
700	371.1	.435	27.1	3093.7	16407.
705.4	374.1	.319	19.9	3205.2	23187.

*Vapor pressure in feet of water (Abs) converted from PSIA using sp gr at temperature.

17-3 Atmospheric Pressure, Barometer Reading, and Boiling Point of Water at Various Altitudes

Altitude		Barometer Reading		Atmos. Press.		Boiling Pt. of Water °F
Feet	Meters	In. Hg.	Mm. Hg.	psia	Ft. Water	
- 1000	- 304.8	31.0	786	15.2	35.2	213.8
-- 500	- 152.4	30.5	775	15.0	34.6	212.9
0	0.0	29.9	760	14.7	33.9	212.0
+ 500	+ 152.4	29.4	747	14.4	33.3	211.1
+ 1000	304.8	28.9	734	14.2	32.8	210.2
1500	457.2	28.3	719	13.9	32.1	209.3
2000	609.6	27.8	706	13.7	31.5	208.4
2500	762.0	27.3	694	13.4	31.0	207.4
3000	914.4	26.8	681	13.2	30.4	206.5
3500	1066.8	26.3	668	12.9	29.8	205.6
4000	1219.2	25.8	655	12.7	29.2	204.7
4500	1371.6	25.4	645	12.4	28.8	203.8
5000	1524.0	24.9	633	12.2	28.2	202.9
5500	1676.4	24.4	620	12.0	27.6	201.9
6000	1828.8	24.0	610	11.8	27.2	201.0
6500	1981.2	23.5	597	11.5	26.7	200.1
7000	2133.6	23.1	587	11.3	26.2	199.2
7500	2286.0	22.7	577	11.1	25.7	198.3
8000	2438.4	22.2	564	10.9	25.2	197.4
8500	2590.8	21.8	554	10.7	24.7	196.5
9000	2743.2	21.4	544	10.5	24.3	195.5
9500	2895.6	21.0	533	10.3	23.8	194.6
10000	3048.0	20.6	523	10.1	23.4	193.7
15000	4572.0	16.9	429	8.3	19.2	184.0

b).- Cuando el nivel del agua se encuentra abajo del eje del impulsor de la bomba.

$CNSP = \text{Presión barométrica (m)} - \text{Altura estática de succión (m) disponible} - \text{Pérdidas por fricción en la succión en tubería y accesorios (m)} - \text{Presión de vapor del líquido (m)}$

c).- Cuando la bomba succiona de un recipiente o tanque cerrado localizado arriba del eje del impulsor de la bomba y sujeto el tanque a una presión diferente a la atmosférica.

$CNSP = \text{Presión dentro del tanque (m)} + \text{Altura estática de succión (m)} - \text{Pérdidas por fricción en la tubería y accesorios de la succión (m)} - \text{Presión de vapor del líquido (m)}$

CNSP requerida esta en función del diseño de la bomba. Varía entre diferentes fabricantes, con diferentes tipos de bombas y varía de acuerdo con la capacidad y velocidad de operación.

Conviene hacer notar que conforme disminuye la CNSP para una bomba dada, su capacidad también se disminuye.

Elevación estática de succión-Práctica. Depende de varios aspectos que enseguida se citan:

a).- A la altura sobre el nivel del mar del lugar donde se encuentren instaladas las bombas, es decir es función de la presión barométrica del sitio de bombeo.

b).- A la presión de vapor del líquido bombeado correspondiente a la altura de bombeo.

c).- A las pérdidas por fricción en las tuberías y accesorios de la tubería de succión de la bomba.

d).- A la columna neta de succión positiva disponible (CNSPd), que depende de las condiciones de la instalación de la bomba en el sistema.

e).- A la columna neta de succión positiva requerida (CNSPr) que esta dada por el fabricante de la bomba.

De las ecuaciones de la CNSP disponible (según sea el caso de la posición de la bomba con respecto a las condiciones del nivel del líquido) es posible calcular la altura de succión permisible en las bombas.

SUCCION MAXIMA PARA DIFERENTES ALTITUDES PARA BOMBEO DE AGUA POTABLE
A TEMPERATURA DE 20°C.

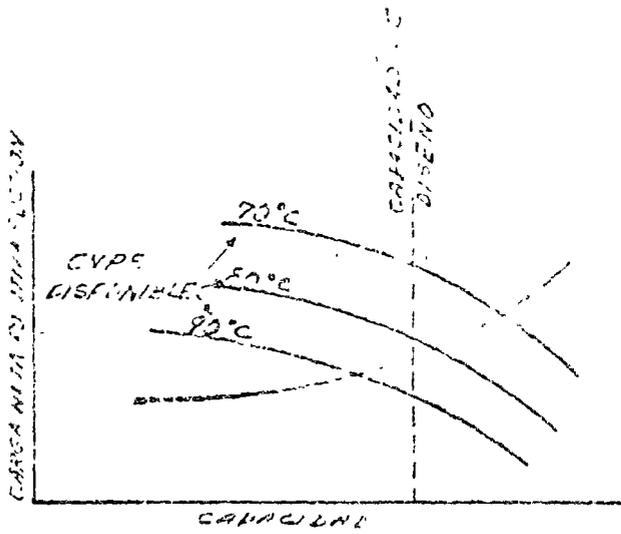
ALTURA SOBRE EL	PRESTION BAROMETRICA KG/CM2.	ALTURA EQUIVALENTE M. COL.AGUA	SUCCION MA- XIMA DISPO- NIBLE M.
-0-	1.033	10.33	7.60
400	0.966	9.86	7.30
800	0.938	9.38	7.00
1200	0.890	8.90	6.40
1600	0.845	8.45	6.10
2000	0.804	8.04	5.80
2400	0.765	7.65	5.50
3200	0.695	6.95	5.20

CAVITACION.- Cuando una bomba trabaja con una altura de succión negativa mayor a la recomendada ocurre que la capacidad disminuye apreciablemente, la operación de la bomba es ruidosa y con vibración, y si se mantiene en operación la bomba por largo período de tiempo en estas condiciones puede ocurrir que en las partes interiores de la bomba que están en contacto con el líquido tal como la carcasa, el impulsor y la flecha se erosionen y corroan. Las bombas que trabajan con una altura de succión excesiva se dice que están cavitando.

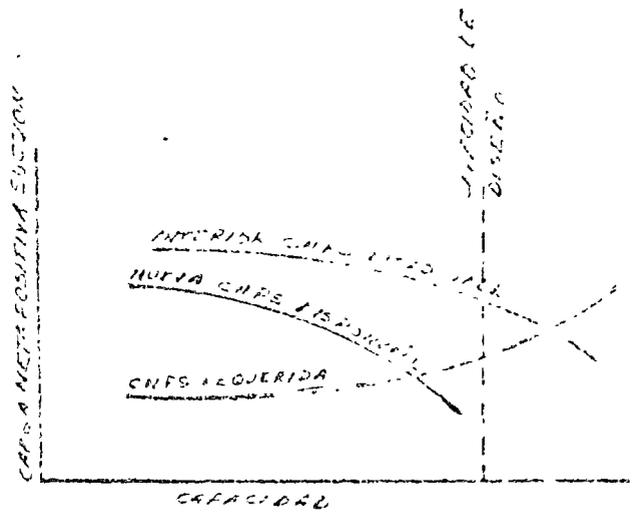
La cavitación es un término usado para describir un fenómeno complejo que puede ocurrir en la operación de un equipo de bombeo. Cuando el líquido circula por la tubería de succión de una bomba y entra al ojo del impulsor un aumento en la velocidad de circulación tiene lugar, acompañado de una reducción de la presión por abajo de la presión atmosférica. Si la presión disminuye por abajo de la presión de vapor de líquido a la temperatura del líquido, el líquido vaporizará, el flujo del líquido será parte vapor y parte líquido conforme la burbuja se mueve del área de baja presión de la admisión a el área de alta presión cerca del extremo del álabe, la burbuja desaparece tan rápidamente que el líquido golpea el álabe con gran fuerza, a veces lo bastante fuerte para descascarar pequeñas partículas del impulsor. El daño generalmente se llama picadura y el ruido que se oye en el exterior de la bomba durante la cavitación es causado por el colapso de las burbujas de vapor.

Una cavitación moderada puede no producir más que una pequeña reducción en la eficiencia de la bomba y desgaste moderado de las partes de la bomba.

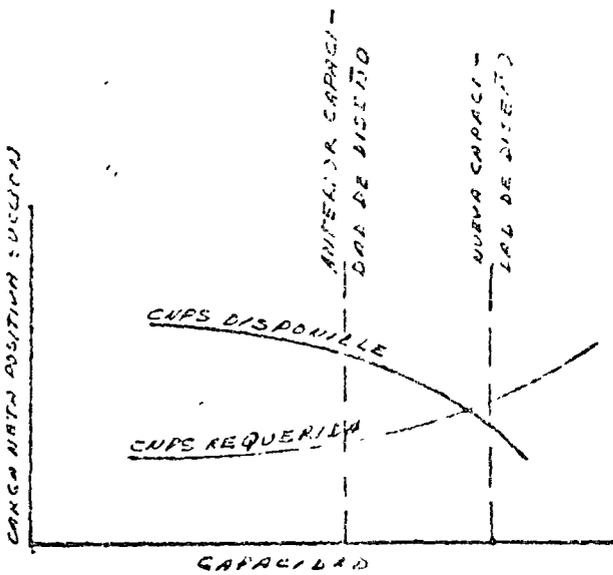
Vamos a imaginarnos una bomba centrífuga en operación en la que la válvula de compuerta en la succión se cierra lentamente. Esta operación ocasiona una carga de succión y reduce la presión a la entrada de la bomba. Si la válvula se cierra a un grado tal que la bomba sufra "INANICION", o falta de alimentación, esto es, que no pueda mantener su cebado sin dificultad, el-



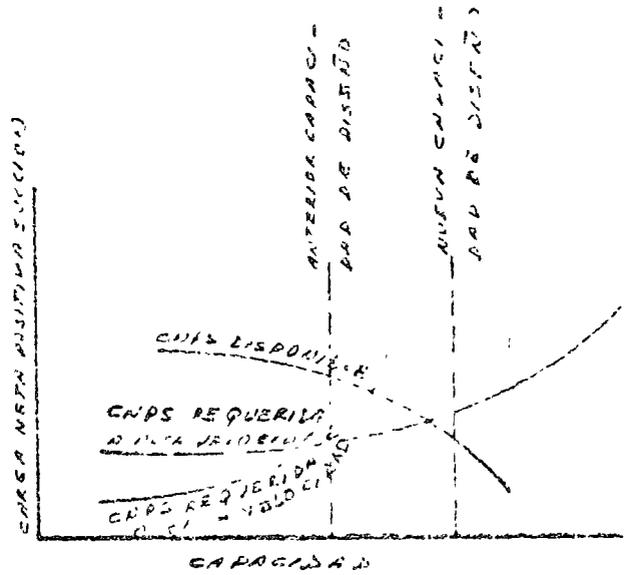
CAMBIO POR TEMPERATURA
FIG. 3



CAMBIO POR DISEÑO
FIG. 4



AUMENTO DE CAPACIDAD
FIG. 5



AUMENTO DE VELOCIDAD
FIG. 6

agua se vaporizará y el vapor se relicuará. La acción irregular produce un ruido que se oye como pequeños gotas que martillan violentamente sobre las paredes de la bomba y de la tubería. Esta es la condición - que produce la cavitación, la misma condición ocurrirá con alturas de succión excesivas en cualquier circunstancia. La condición que ha servido de ejemplo es extrema; en condiciones menos extremas el daño puede ocurrir con el tiempo aunque la causa sea menos aparente.

Ya que cualquier bomba durante su operación puede sufrir cavitación, - debe tenerse cuidado en la selección de la misma y en el proyecto de - la instalación se recomienda que se eviten las siguientes condiciones:

- 1o. Columnas mucho mas bajas que la columna de máxima eficiencia de la bomba.
- 2o. Capacidad mucho mayor que la capacidad de máxima eficiencia - de la bomba.
- 3o. Elevación de succión mayor o columna positiva menor que la recomendada por el fabricante.
- 4o. Temperaturas de líquido mayores que aquellos para las que originalmente se proyectó la bomba.
- 5o. Operación de la bomba a velocidades mayores que las recomen-dadas por el fabricante.

Véanse las Figuras Nos. 3, 4, 5 y 6.

La cavitación no solamente ocurre en las bombas, sino que puede presentarse en las tuberías del sistema cuando la velocidad del líquido es = alta y la presión es baja.

Puede sospecharse que ocurre cavitación en las tuberías cuando se oye el ruido característico del mismo y suele presentarse donde existe una súbita ampliación en los diámetros de las tuberías, codos de radio corto ó válvulas semicerradas.

LA VELOCIDAD ESPECIFICA Y LA ELEVACION DE SUCCION.

En bombas centrífugas, la elevación de succión está relacionada con la velocidad específica de la unidad. Existe una relación entre la coluna capacidad y la altura de elevación dada por la formula $N_s = \frac{n \cdot Q}{H^{3/4}}$ en donde n, Q, H, representan: velocidad en rpm.
Q= Capacidad en Lpm o GPM y H= Columna en Mts. ó pies, respectivamente.

El Instituto de Hidráulica muestra las recomendaciones para límites superiores de velocidad específica para ciertos tipos de bombas centrífugas. Estas curvas son útiles para verificar si la elección de una bomba hecha por el fabricante responde a las características de la altura de succión o columna positiva de succión que se requieren para un caso dado de operación. (Ver figuras Nos. 7 y 8).

SPECIFIC SPEED—SUCTION LIMITATIONS†

Among the more important factors affecting the operation of a centrifugal pump are the suction conditions. Abnormally high suction lifts (low NPSH) beyond the suction rating of the pump, usually causes serious reductions in capacity and efficiency, and often leads to serious trouble from vibration and cavitation.

Specific Speed. The effect of suction lift on a centrifugal pump is related to its head, capacity and speed. The relation of these factors for design purposes is expressed by an index number known as the specific speed. The formula is as follows:

$$\text{Specific Speed, } N_s = \frac{\text{gpm} \times \text{rpm}}{H^{3/4}}$$

where H = head per stage in feet (Fig. 7 shows the corresponding values of $H^{3/4}$).

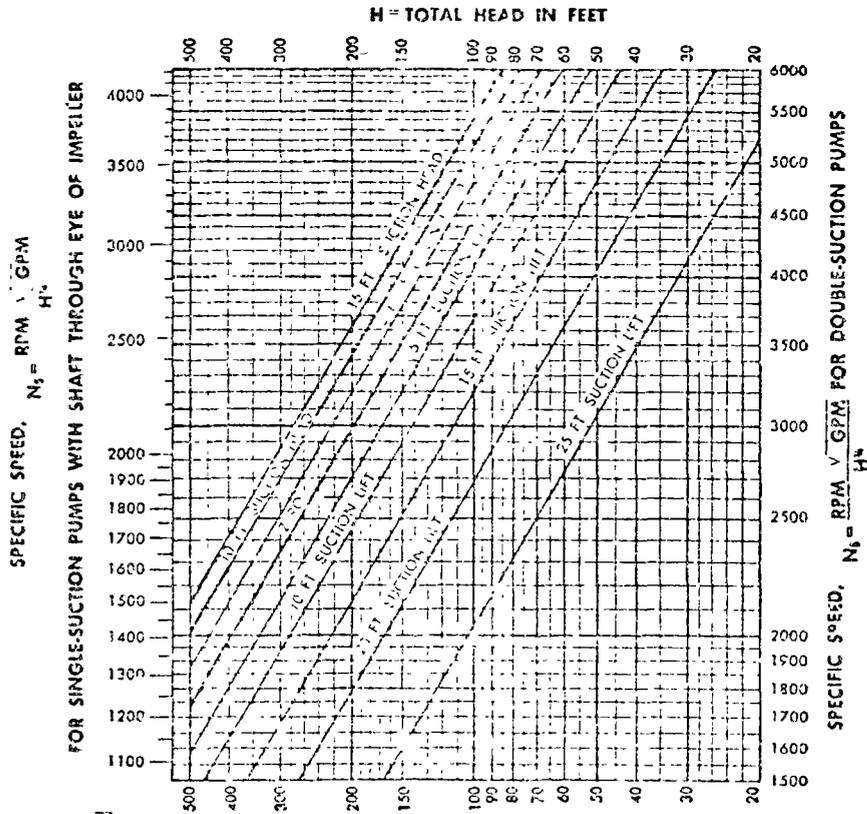


FIG. 6. Hydraulic Institute upper limits of specific speeds for single stage, single suction and double suction pumps with shaft through eye of impeller pumping clear water at sea level at 85° F.

† Courtesy Hydraulic Institute. See page 6.

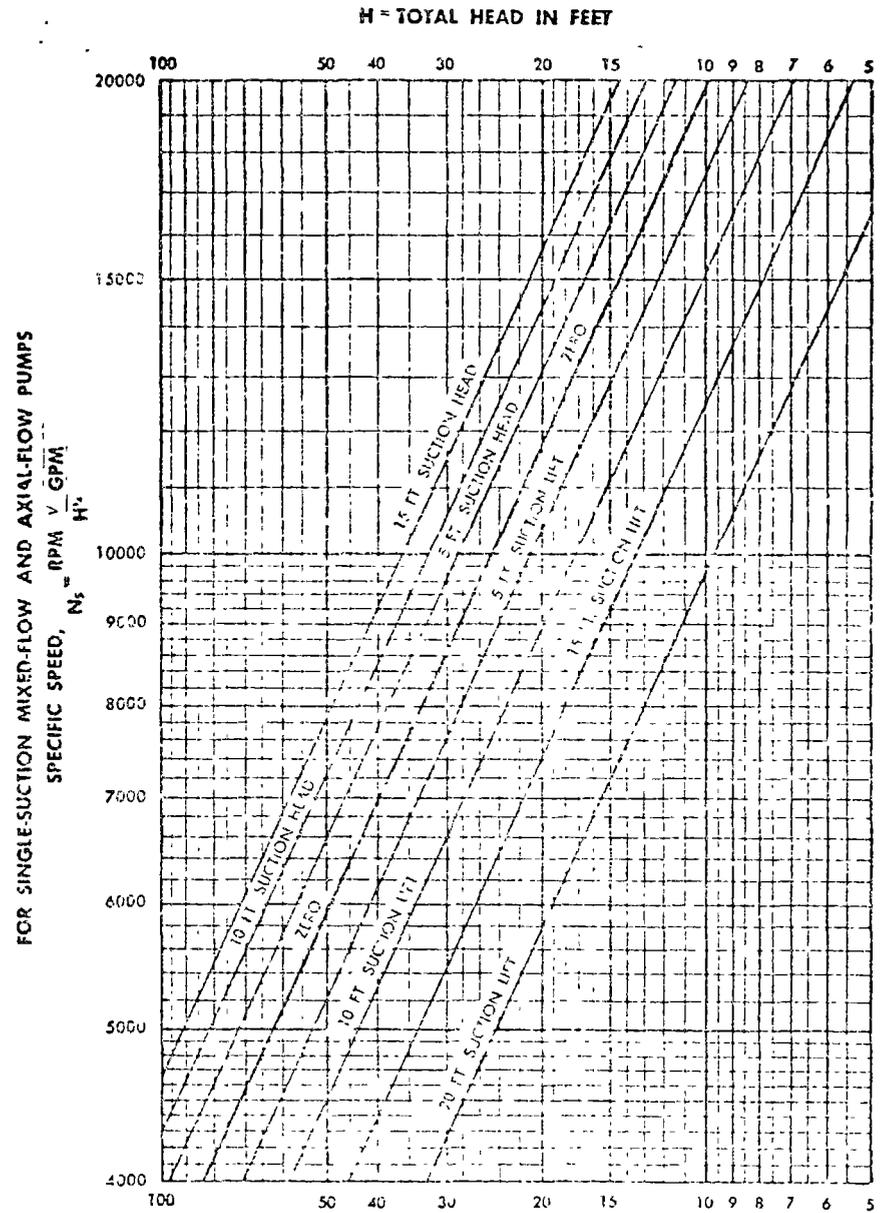


FIG. 7. Hydraulic Institute upper limits of specific speeds for single stage, single suction mixed flow and axial flow pumps pumping clear water at sea level at 85° F.

Given a total head of 100 feet and a total suction lift of 15 feet, what is the safe upper limit of specific speed to avoid danger of cavitation?

- 8 -

CEBADO, ARRANQUE Y PARADA.

El cebar una bomba consiste en eliminar el aire, gas o vapor que se encuentra dentro de la bomba o tubería de succión y suplirlo con el líquido que deberá ser bombeado.

Normalmente las bombas de desplazamiento positivo tipo rotatorio o reciprocantes son autocebantes; si en su construcción se tiene un buen sellado y un buen ajuste mecánico de sus partes, podrán extraer el aire del lado de la succión sin problemas ya que pueden bombear aire tan bien como líquido. Desde luego se debe evitar que este tipo de bombas trabajen en seco por lo que se recomienda verter un poco de líquido dentro de la bomba para evitar que esta trabaje en seco durante el proceso de eliminar el aire de la tubería de succión y de la bomba.

Con las bombas centrífugas no pasa lo mismo; una bomba centrífuga bombea aire a la misma altura, en metros, que cuando se trata de un líquido; sin embargo, debido al peso específico del aire comparado con el del agua, por ejemplo, la presión en la descarga de la bomba es muy baja. Por lo que una bomba centrífuga operando a su velocidad normal produce un vacío muy pequeño en el lado de succión de la bomba. Por ejemplo una bomba centrífuga que en operación normal desarrolla una carga de 60 M. manejando agua, la misma desarrollará una carga de 60 M. manejando aire. Sin embargo una carga de 60 M. de aire equivale a un vacío de cerca de 8 cm. de columna de agua, que es insuficiente para efectuar el cebado de la bomba luego resulta necesario cebar una bomba centrífuga antes de su operación.

Una bomba puede ser cebada, automática o manualmente.

Se presentan dos casos generales en el proceso de cebado de una bomba: cuándo se tiene una carga de succión positiva, es decir el nivel del líquido a bombear se encuentra arriba del eje del impulsor de la bomba y cuando se tiene una carga de succión negativa, es decir el nivel del líquido a bombear se encuentra abajo del eje del impulsor de la bomba.

En el primer caso el impulsor se encuentra sumergido dentro del agua, pero antes de poner a trabajar la bomba por vez primera, es necesario eliminar el aire que se encuentra atrapado dentro de la tubería de succión y en la parte alta del cuerpo de la bomba, lo que se logra abriendo las llaves de purga que se deben instalar en la parte mas alta de la voluta de la bomba. En el segundo caso, en el que el nivel de succión se encuentra abajo del eje del impulsor de la bomba, que es el caso más común, el aire debe ser substituído por el agua, mediante un sistema de cebado que puede variar, ya que algunos son instalados fuera de la bomba y otros son instalados dentro de la bomba para hacer esta autocebante.

En el caso de las bombas automáticamente cebadas o autocebantes que es el caso de las bombas llamadas tipo "Contratista" por ser de uso muy común - en los trabajos de la construcción, en el achique de el agua freatica resultante de las excavaciones hechas a diferentes profundidades, ó en el - desagüe de sótanos, étc., en donde la bomba es accionada usualmente me - diante el acoplamiento directo a la bomba por medio de un motor de gasoli - na ó diesel ó también con motor eléctrico; generalmente en la succión de - la bomba se conecta una manguera con una pichoncha en su extremo y en la descarga otra manguera con descarga libre. En estas bombas llamadas auto - cebantes, aunque los diseños varían de un fabricante a otro, es común un - tanque de reserva del líquido de algún tipo en la descarga de la bomba. - Este tanque contiene el líquido de cebamiento y sirve como separador de - aire. Otros diseños tienen un recipiente de líquido, tanto en el lado de la descarga como en el de succión de la bomba; el líquido circula de la - descarga a la succión durante el cebamiento. Las válvulas automáticas o - la acción hidráulica detienen la circulación una vez que la bomba se ha - cebado; algunas bombas circulan líquido continuamente.

Para el caso de las bombas centrífugas que requieren un equipo auxiliar - para el cebado instalado en el exterior de la bomba, se presentan los si - guientes métodos; de cebado, los cuales se muestran en la figura:

10. Cuando la bomba se encuentra "ahogada" es decir el nivel del - líquido se encuentra arriba del eje del impulsor de la bomba, - la tubería de succión que permite el paso del agua del depósi - to a la bomba contiene una válvula de compuerta que al abrir - ésta permite que el líquido entre a la tubería y bomba empujan - do el aire fuera de la carcaza de la bomba, una vez que se a - bren las válvulas de purga situadas arriba de la carcaza; tam - bien pueden usarse válvulas automáticas de purga.
20. Cuando la bomba opera con una columna de succión negativa, el - cebado se puede lograr de diferentes maneras:
 - a).- Colocando una válvula de pie en el extremo de la tubería - de succión, la cual cierra cuando se deja de bombear e im - pide que se descargue, la succión, la carcaza y tubería - de succión se llenan mediante el uso de una fuente exte - rior de agua, tal como un tanque elevado.
 - b).- Cuando la tubería de la descarga de la bomba se encuentra siempre llena de agua se puede instalar una tubería late - ral (by-pass) que puentea la válvula de retención de la - descarga, usa el agua de la tubería de la descarga para - cebar la bomba.
 - c).- Una bomba pequeña de mano, separada, extrae el aire de la - carcaza de la bomba, para lograr el cebado.
 - d).- Mediante el uso de un eyector que extrae el aire de la - carcaza para cebar la bomba.

e).- Mediante un tanque de cebamiento de 2 compartimentos - el cual se instala conectando la succión de la bomba a la parte inferior del tanque inferior y la descarga de la bomba a la parte inferior de la otra mitad del tanque. El arranque y paro del motor de la bomba se hace mediante un switch de flotador localizado en el tanque de succión y actuado por el nivel del líquido. Una - válvula de expulsión de aire se coloca en la parte superior del tanque, la cual puede admitir o expulsar ai re del mismo, una válvula de flotador dentro de esta - válvula evita que el agua dentro del tanque salga fuera. Una pequeña tubería de conexión entre las dos sec ciones del tanque superior al inferior cuando se para el bombeo como rompedora de vacío y permite el paso - del agua del tanque. Esto asegura que el tanque de cebamiento y la bomba permanecen llenos de agua después de que han sido cebados.

Cuando la bomba arranca, el agua del tanque inferior - pasa al tanque superior, a medida que el agua es bom - beada al tanque superior, la presión del aire se dismi nuye en la tubería de succión hasta que el agua de la - cisterna pasa al tanque inferior y después a la bomba - y de ahí al tanque superior y a la tubería de descarga. Cuando la bomba para el líquido fluye por gravedad del depósito superior hacia la bomba y al depósito inferior el aire entra al tanque superior por la válvula de ven - teo localizada en la parte alta del tanque superior. - Esta operación deja cebada la bomba para la siguiente - operación.

f).- Mediante el uso de una bomba de vacío para cebar la - bomba se puede controlar su operación en forma manual - o automática. El mantenimiento de los sistemas de ce - bado consiste en efectuar la revisión periódica de sus partes. Cuando se usa una válvula de pié en la suc - ción, periódicamente se debe revisar ésta para checar - sí los asientos de la misma están en buenas condicio - nes; en las válvulas de pié tipo bisagra, que el hule - o cuero de misma se encuentre en buenas condiciones. - La operación correcta de la válvula de pié indicará - cuando la válvula no está cumpliendo su cometido y ha - brá que efectuar las revisiones indicadas.

GOULDS PUMPS, INC.
SENECA FALLS, N. Y.

PRIMING METHODS

PRIMING

POSITIVE DISPLACEMENT PUMPS

Reciprocating, Plunger, or Piston Type, and Rotary Pumps are of positive displacement type. Provided they are in good mechanical condition, they prime themselves on suction lifts not exceeding 25'.

CENTRIFUGAL PUMPS

No pumping action occurs unless the pump casing is filled with liquid, as the impeller would merely agitate the air within the casing. Pump casing and suction pipe must, therefore, be completely primed (filled with liquid), and all air removed before the pump will operate. Several different methods can be used depending on the kind of installation and service involved.

1. Suction Supply Above Pump

Pump is set below liquid level in source of supply so that liquid always flows to pump under positive head.

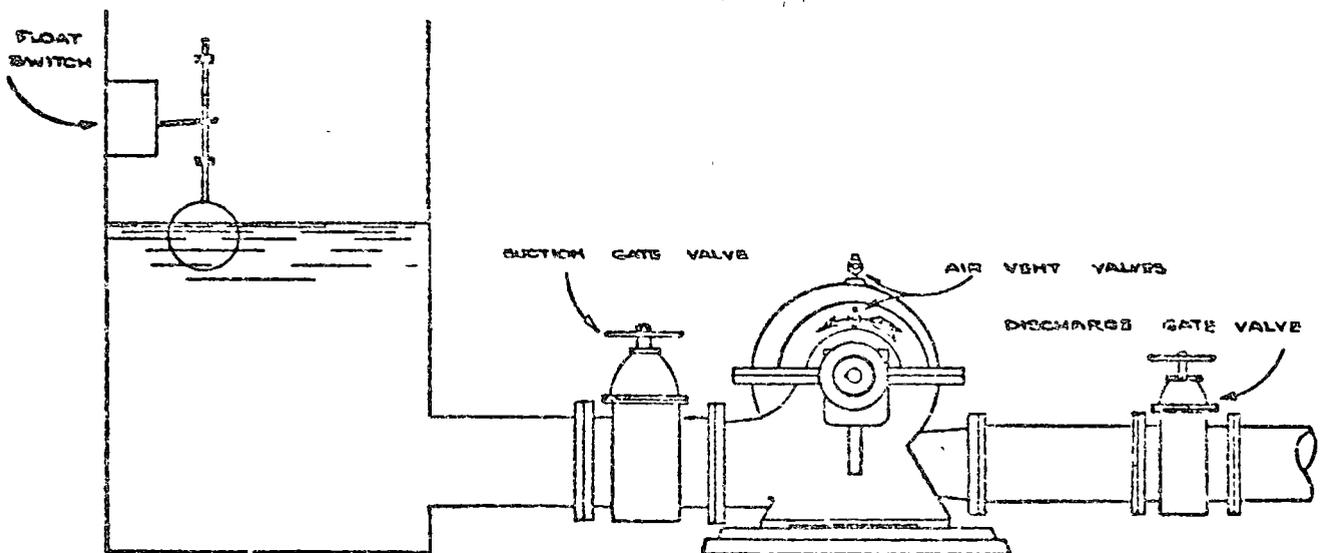


FIG. 2.1

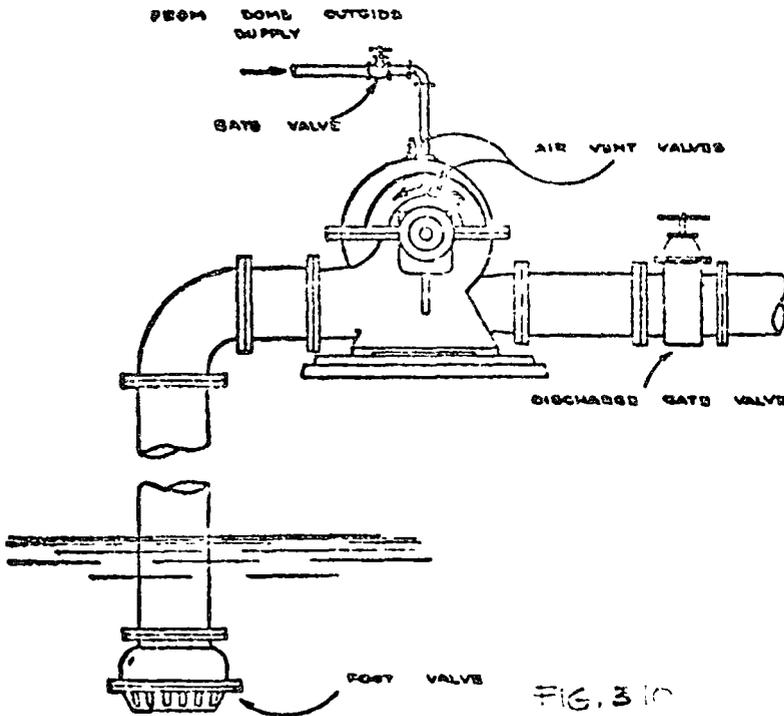
Installed as illustrated pump will prime itself. Open gate valve on suction, and close gate valve on discharge. Open all air vent valves until all air is expelled and water flows through openings. Close air vent valves, start pump, open discharge gate valve, and pump will continue to be primed for any future starting.

This method is the simplest and particularly for automatic operation, the safest. A float switch in the suction reservoir can be arranged to stop pump should there be failure of liquid supply.

2. Priming With Foot Valve

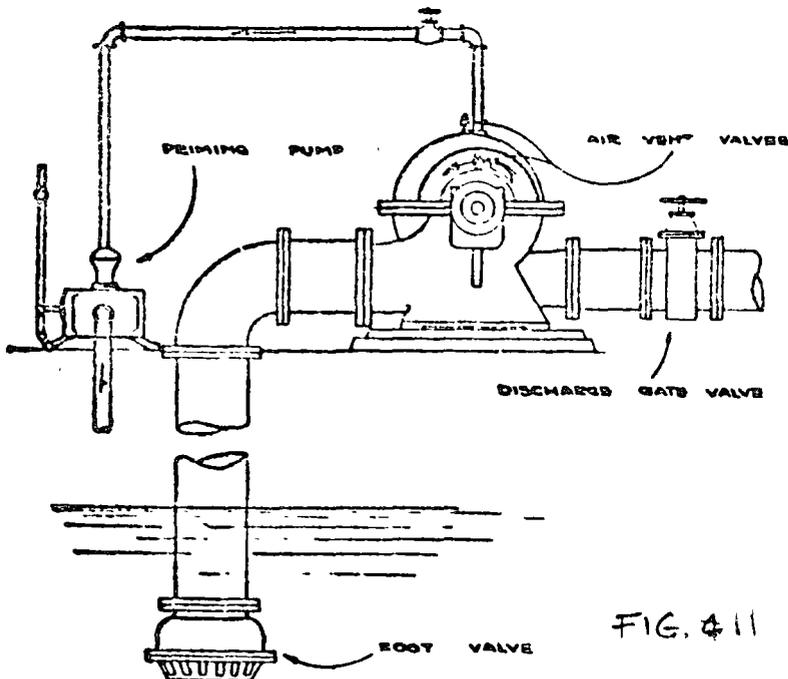
With pump installed on suction lift with foot valve at end of suction line, priming can be affected—

(a) From some outside supply



Close discharge gate valve, open air vent valves, open gate valve in supply line until all air is expelled and water issues from vent openings. Close valve in priming supply line, close air vent valves and start pump; then open discharge gate valve.

(b) By separate Hand or Manually Controlled Priming Pump

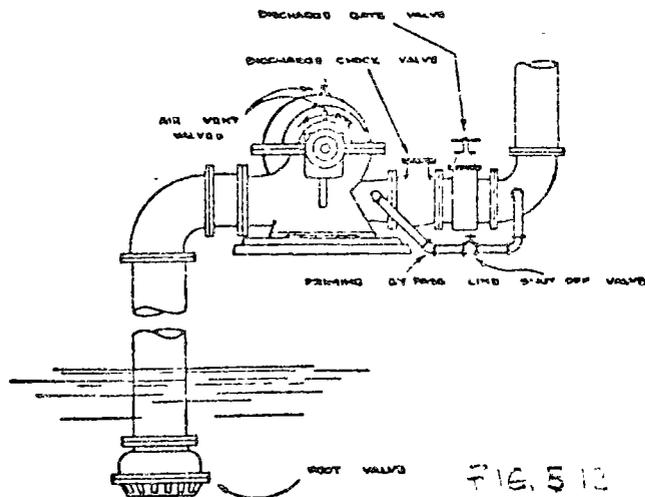


Close discharge gate valve, keep air vent valves closed, open valve in line to priming pump. Exhaust air from pump and suction piping until water flows from priming pump. Close valve in priming line, start pump, open discharge gate valve. It is well to know amount of liquid required to fill centrifugal pump, and suction pipe, and determine size of priming pump according to time in which priming is to be accomplished.

By reversing connection on auxiliary priming pump and extending priming pump suction to source of water supply centrifugal pump may be primed by pumping water into casing until water comes out of the open air vent valves.

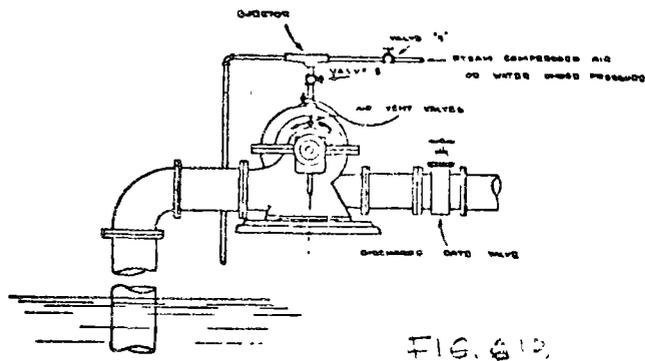
In either of these methods, provided foot valve is tight, pump will remain primed. Any failure, however, of foot valve when pump is standing idle will permit it to lose its prime.

(c) Bypassing around discharge check valve



This method can be used only when there is liquid under some pressure in the discharge pipe. The original prime must be effected from some outside source. After subsequent idle periods open air vent valves, open valve in bypass line around discharge check and gate valves until liquid flows from air vents. Close air vents and bypass valve, start pump and open discharge gate valve. The valve in bypass can be left open, in which event in idle periods loss through foot valve is constantly replenished from discharge pipe, and this system is used for automatic operation where idle periods are of short duration, and there is no serious danger of exhausting all liquid from discharge line owing to possible leaky foot valve. In this method foot valve must be capable of withstanding pump pressure and possible surge.

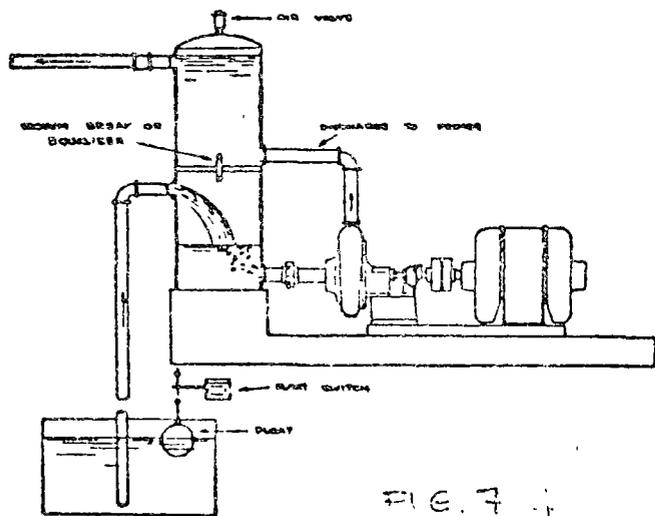
3. Priming by Ejector



An ejector operated by steam, compressed air, or water under pressure, and connected to air vent connection on top of casing can be used to remove air from, and prime the pump on suction lift installations. Close pump discharge gate valve, open valve "E" in steam, air or water pressure supply line, open valve "S" in suction pipe of ejector connected to pump casing. Air will be evacuated and water drawn into suction pipe, and pump casing. When all air is evacuated close valve "S", close valve "E", start pump and open discharge gate valve.

4. By Automatic Primer

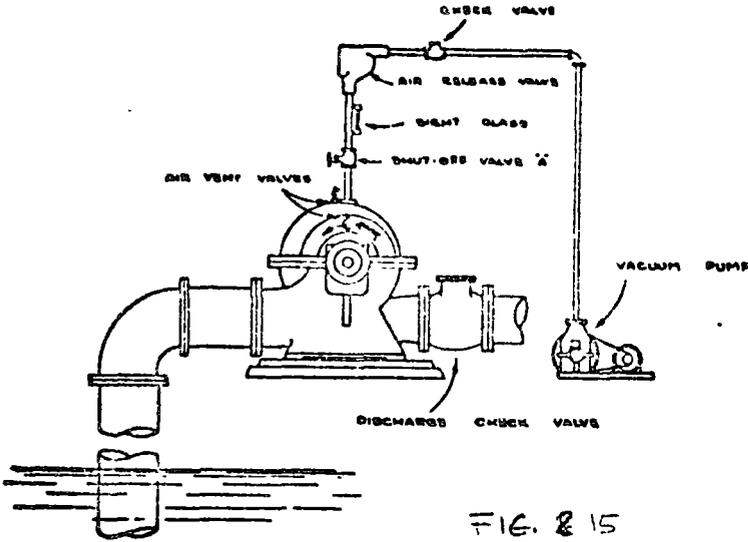
Drawing below illustrates an automatic priming device available on the market. Tank is divided into two compartments. At outset lower compartment is filled with water. When pump starts it transfers water from bottom half of tank to top half. As water is withdrawn from lower compartment air pressure is reduced in suction line until water flows into primer, and thence to pump, and regular operation proceeds



When pump stops liquid flows by gravity from top compartment into pump and lower half of primer, air entering through air valve at top of tank. This primes pump for next operation. A small equalizer pipe, or vacuum break between the two compartments insures that pump and lower half of tank remain full of water. Air vent valve will pass air either way, but not water. The suction lift for which this system can be used depends on size and length of suction line, and volumetric capacity of pump casing, and the size of priming tank used.

5. Priming by Dry Vacuum Pump

(a) Manually controlled



This system requires a float controlled air release valve which will permit air to pass, but will close when water fills the chamber to prevent water being drawn into and damaging dry vacuum pump. To prime open valve "A", start dry vacuum pump. A water level indicator or sight glass in riser, as shown in drawing at left will help to determine when pump is primed, close valve "A", stop vacuum pump, and start centrifugal pump.

This system can be made automatic by the addition of either a vacuum switch, or float switch in cushioning chamber that would start and stop vacuum pump when necessary.

FIG. 8 15

(b) Automatic Control

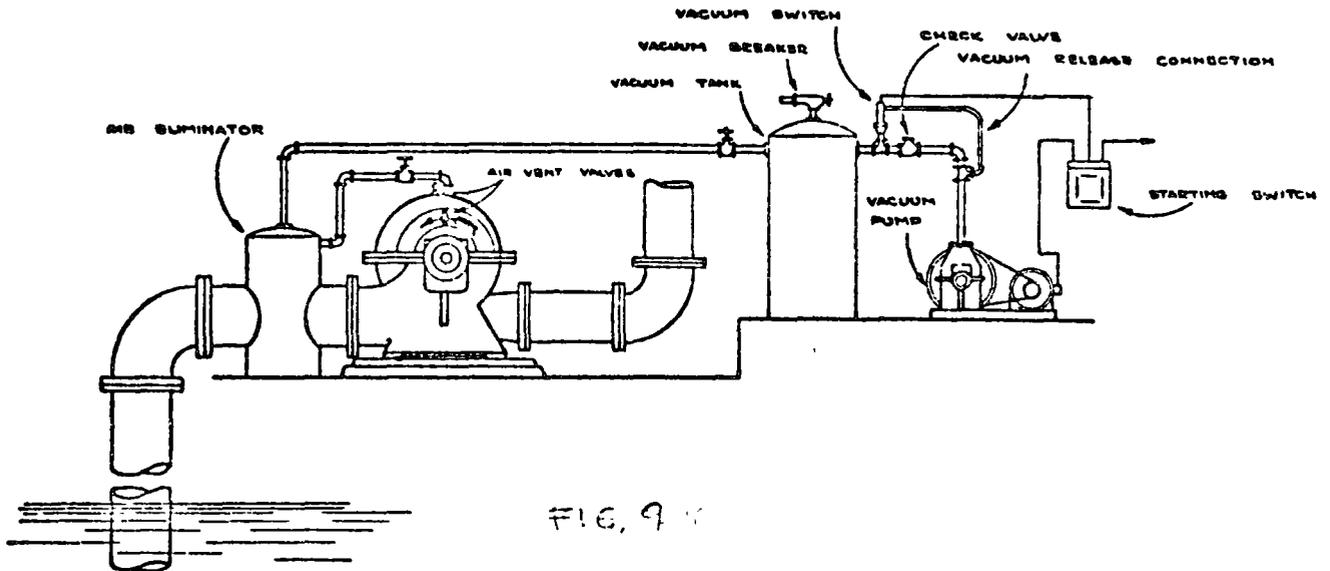


FIG. 9 15

An arrangement successfully used for automatic priming is shown in drawing above. This system is especially suitable where there is a fluctuating suction lift that occasionally might drop below the normal limits of the pump, or for installation where there is any quantity of air contaminated with the water which might air bind the pump. Vacuum switch is set to automatically start and stop the vacuum pump according to the vacuum required to keep system primed. The "air separator" provides for separation of air from the water, and then for eliminating it at the top into the vacuum pump without passing water. Vacuum storage tank stores sufficient vacuum to act as a cushion on the pump, and a means for withdrawing air as it is separated in the "separator tank". This system can be used for well point and other similar gathering systems.

ARRANQUE Y PARADA.

Antes de poner en marcha una bomba se deben efectuar una serie de revisiones hechas en la bomba misma y en sus instalaciones auxiliares. El número de partes a revisar depende de el tamaño e importancia de la instalación y del tipo de bomba.

Los puntos a revisar se detallan a continuación:

- 1o. Tener la seguridad de que la bomba esté bien cebada. Es necesario eliminar el aire de la tubería de succión y de la - descarga de la bomba. Girar una bomba centrífuga en seco - puede causar graves daños a la misma que pueden ser: daños a los anillos de desgaste; daños a las caras del sello mecánico (si la bomba viene equipada con sello mecánico); calentamiento del empaque del estopero, que puede llegar hasta quemar éste, daño a la manga de la flecha de la bomba por haberse dañado el empaque y una serie de daños que pueden ser tan grandes que inutilicen una bomba en unos cuantos minutos.
- 2o. Compruebese que la rotación no se hace en sentido contrario a la que señala la flecha puesta en la carcasa de la bomba.

Compruebese que los pernos de anclaje de la unidad esten bien apretados.

Asegúrese de que la bomba no está cargando con los accesorios ni tubería de succión y descarga.
- 3o. Compruebese que la lubricación es correcta.
- 4o. Si existe duda en el alineamiento de bomba y motor, chequeese éste antes de arrancar la bomba.
- 5o. Compruebese que todas las uniones de la tubería ya sean por medio de tuercas unión, juntas tipo dresser, tipo gibault, - etc., esten bien apretadas, con objeto de evitar entradas de aire en la succión o fugas de agua en la descarga. Así mismo las uniones mediante bridas, revisar que tengan sus empaques de plomo correctos y todos sus tornillos bien apretados.
- 6o. Es conveniente, siempre que sea posible en una instalación - nueva al hacer el arranque por vez primera hacer girar a mano obien mediante una llave Stillson el conjunto de bomba - motor. Si se puede efectuar la rotación sin mayor esfuerzo, la unidad esta lista para arrancar, en caso contrario deberá buscar la causa del frenamiento antes de arrancar la bomba.
- 7o. En bombas centrífugas horizontales para poner en marcha la - unidad abrase totalmente la válvula de succión, cierrese la - válvula de descarga, arranque el motor y compruebe inmediatamente la presión de descarga. Si el manómetro no marca presión positiva investiguese si hay una entrada de aire u otra.

Cualquiera de los listados en el párrafo "Dificultades de Operación". Si la presión es satisfactoria abra lentamente la válvula de descarga. No se trabaje la bomba con la válvula de descarga cerrada sin unos cuantos minutos pues la bomba se calentará y puede pegarse. Después de una media hora de trabajo, compruébese la regularidad de esta, así como la temperatura de los cojinetes y el estopero. Asegúrese de que el agua que entra al estopero es suficiente para enfriarlo y lubricar el empaque. Obsérvese que las vibraciones en la unidad no sean excesivas, si es posible médanse estas mediante un aparato apropiado.

DIFICULTADES DE TRABAJO

Si se ha seguido el procedimiento recomendado para instalar la bomba, ésta deberá trabajar satisfactoriamente sin más atención que la necesaria para el cuidado rutinario del estopero y la lubricación de los cojinetes.

Las dificultades más comunes que se presentan en el trabajo y sus causas probables enlistadas a continuación. Si se estudian cuidadosamente pueden evitarse gastos innecesarios y pérdidas de tiempo.

1.- El líquido no sube.

- a).- Bomba no cebada.
- b).- Velocidad insuficiente. Si la bomba es accionada por motor eléctrico compruébese voltaje y amperaje en cada fase.
- c).- La presión de descarga requerida por el sistema es mayor que aquella para la cual la bomba fue calculada.
- d).- Presión efectiva neta de aspiración muy pequeña.
- e).- Dirección de rotación invertida.

2.- Capacidad insuficiente.

- a).- Entradas de aire en la línea de succión.
- b).- Baja velocidad.
- c).- La presión de descarga requerida por el sistema es mayor que aquella para la cual la bomba fue calculada.
- d).- Impulsor parcialmente atascado.
- e).- Insuficiente carga positiva de succión (Cavitación).
- f).- Defectos mecánicos. Anillos de carcasa gastados. Impulsor dañado.
- g).- Válvula de pie muy pequeña o atascada.
- h).- Válvula de pie suficientemente sumergida.

3.- Presión insuficiente.

- a).- Entradas de aire en la línea de succión.
- b).- Aire o vapor en la línea.
- c).- Defectos mecánicos

4.- La bomba de descarga después del arranque.

- a).- Entradas de aire en la línea de succión.
- b).- Altura de succión muy elevada.
- c).- Aire o vapor en el líquido.
- d).- Entrada de aire por el estopero.

5.- La bomba sobrecarga al motor.

- a).- Velocidad muy alta.
- b).- Altura dinámica total muy baja; excesivo líquido bombeado.
- c).- El líquido bombeado es de gravedad específica diferente y viscosidad distinta de aquella para la que la bomba fué calculada.
- d).- Defectos mecánicos.

6.- Vibración de la bomba.

- a).- Falta de alineamiento.
- b).- Cimentación no rígida.
- c).- Impulsor parcialmente atascado causando desequilibrios.
- d).- Defectos mecánicos. Flecha flexionada.
- e).- Elementos giratorios trabados.
- f).- Chumaceras del motor gastadas.
- g).- Bomba seca. Anillos de carcasa que rozan.
- h).- Cavitación.

La mayoría de las bombas son propulsadas por motor eléctrico ya sea del tipo síncrono o asíncrono. Si el voltaje aplicado, el número de fases, ciclaje - alimentación y medio de arranque han sido bien seleccionados para un tamaño - correcto en HP requeridos, el arranque del motor no presentará problemas. Actualmente los arrancadores para motores eléctricos se construyen en tal forma que la operación de arranque-parada es sumamente sencilla. Sin embargo, - deben tenerse en cuenta algunas consideraciones para efectuar arranques co - rrectamente.

Los motores pueden ser arrancados directamente sobre la línea (tensión plena) o a voltaje reducido a través de resistencias, reactores, autotransformado - res o por devanado partido.

Desde luego, el voltaje pleno es el método más sencillo y económico para el arranque de motores eléctricos; además, los motores modernos están diseñados no sólo para soportar el arranque a voltaje pleno, sino también la baja co - rriente de arranque. Generalmente la capacidad de la fuente de suministro - es la que limita el uso del arranque a voltaje pleno a través de la línea.

Los sistemas más usuales en bombeo para arranque a voltaje reducido son por - resistencia y por autotransformador de transmisión cerrada.

El tipo de resistencia emplea una resistencia en serie con la línea; la caí - da de voltaje a través de la resistencia produce un voltaje reducido en el - motor. La corriente de arranque se reducirá en proporción directa a la re - ducción del voltaje.

En los arrancadores a tensión reducida tipo autotransformador se tiene la ventaja de que el motor, en su arranque, toma menos corriente de la línea para una reducción de voltaje dada. En un arrancador del tipo de resistencia, si el voltaje es reducido a la mitad de su valor, la corriente en la línea será también la mitad de su valor a plena carga. Con el arrancador a tensión reducida tipo autotransformador, la corriente en la línea varía con el cuadrado de la relación del voltaje del autotransformador. Por lo tanto, si se aplica la mitad del voltaje al motor desde el secundario del autotransformador, la corriente en la línea será solamente de una cuarta parte de su valor a pleno voltaje.

En un sistema de arranque a tensión reducida se debe procurar obtener el máximo par de arranque por amperio entregado por la línea.

En los arrancadores tipo autotransformador, para caballajes hasta de 50 HP, se entregan dos derivaciones de 65 y 80% en el secundario del voltaje de línea; arriba de 50 HP las derivaciones que se proveen son de 50, 65 y 80% del voltaje de la línea dando, respectivamente corrientes en la línea de 25, 42 y 64% de la corriente de arranque a pleno voltaje. En todos los casos, un máximo de 25% de la corriente a plena carga de un motor se deberá agregar a la corriente de la línea para incluir la corriente magnetizadora del autotransformador. Por ejemplo si se tiene una corriente de arranque a pleno voltaje de 500% de la corriente a plena carga de un tipo determinado de motor, y su voltaje de arranque se reduce al 80%, la corriente de arranque en la línea será también reducida a:

$$(500 \times 0,64) + 25 = 345\% \text{ de la corriente a plena carga.}$$

El par requerido para operar una bomba desde su arranque hasta su velocidad de régimen es importante para la buena operación del motor. Las bombas de turbina tienen un bajo par de arranque requerido y por lo común son equipadas con motores de par normal tipo inducción, jaula de ardilla.

Los HP requeridos por una bomba de turbina aumentan con el cubo de la velocidad, permitiendo que el motor arranque y recupere fácilmente el incremento gradual de carga con el incremento de velocidad.

El par entregado por el motor deberá ser en todo momento superior al requerido por la bomba. La mayor parte de este exceso de par en el motor es la aceleración.

El tiempo aproximado requerido por la aceleración desde el reposo hasta la velocidad plena es:

$$t = \frac{\text{rpm} \times \text{WR}^2}{T \times 308} \quad (\text{En segundos})$$

Donde:

rpm = velocidad plena de la bomba

T = par, en libras por pie aprovechable.

WR² = inercia de las partes en rotación, en lbs/pie².

Si el tiempo de la aceleración (del reposo a la velocidad plena) es mayor de 20 segundos, se deberán requerir motores o arrancadores especiales para evitar sobrecalentamientos.

El momento de inercia varía con el cuadrado del diámetro. En este aspecto, la bomba vertical tipo turbina tiene la ventaja de un diámetro relativamente más pequeño comparado con una bomba centrífuga tipo horizontal de la misma capacidad. Con la adición de más pasos se puede tener, para una determinada capacidad y altura, diámetros menores y por consiguiente una disminución del producto WR^2 .

La correcta determinación del tiempo de aceleración que requiere una bomba para ir de su punto de reposo a su velocidad de régimen es muy importante, sobre todo en arrancadores a tensión reducida con relevadores de tiempo ajustables, que determinan el tiempo en que el motor tendrá aplicado el voltaje reducido. Si el tiempo no está bien ajustado puede suceder que antes de ser aplicado el voltaje pleno, la bomba se haya de acelerado y al entrar este sea como arrancar el motor a pleno voltaje.

Para evitar que en el cambio de voltaje de un arrancador a tensión reducida tipo autotransformador el motor quede momentáneamente fuera de la línea provocando choques bruscos a la flecha, se prefiere el arrancador de transmisión cerrada que mantiene el motor siempre conectado.

Las partes de más desgaste en un arrancador de cualquier tipo son los contactores que abren y cierran el circuito de alimentación del motor a la línea. Estos varían de acuerdo con la capacidad y el voltaje de operación y pueden ser del tipo que se operan en aire o en aceite. En todos es necesario inspeccionarlos periódicamente y limpiar de carbonización o grumos las superficies de contacto para evitar flameos. Las superficies siempre deben hacer buen contacto, por lo que deben estar siempre alineadas. En el caso de contactores en aceite, este, que es el medio difusor del arco al conectar o desconectar, debe ser filtrado y probado por lo menos cada seis meses.

Los elementos térmicos de protección por sobrecarga deben siempre ajustarse a los tamaños requeridos por el motor, para lo cual el fabricante recomienda los valores adecuados que nunca deben cambiarse sin consultarlo.

PARO DE BOMBAS.

El paro de la bomba puede presentarse bajo dos aspectos generales: paro controlado y paro imprevisto.

En el paro controlado, y dependiendo del múltiple tipo de instalación se debe procurar primero que, por medio de las válvulas de compuerta o de otro tipo que se encuentren en la descarga, se eviten las presiones por regreso del líquido (golpe de ariete) que se pueden producir al parar la bomba. Esto se evita cerrando las válvulas de compuerta antes de parar la bomba (en el caso de bombas centrífugas).

En las instalaciones donde se tiene una carga en la descarga de la bomba, una válvula checadora se encarga de detener el regreso del líquido por la tubería de descarga, ya sea por elevación o por la acción de otras unidades que estén operando sobre un múltiple de descarga. Estas válvulas checadoras pueden ser de cierre rápido o cierre lento, y deben mantenerse siempre en buen estado.

El verdadero problema se presenta cuando una bomba sufre un paro imprevisto. Si está conectada a un sistema de tubería cerrada, cuando el líquido sufre el cambio brusco de velocidad se presenta el golpe de ariete que, con su elevación rápida de presión, puede ocasionar graves desperfectos.

Para evitar los efectos destructores del golpe de ariete se instalan medios que reducen la presión desarrollada durante el impulso de flujo del líquido. Los más comunes son: el aumento del tiempo en que se efectúa la detención del flujo, para lo cual se usa un volante en la bomba o una cámara de aire en el tubo cerca de la bomba o del objeto que causa el golpe de ariete; y purgando algo del agua del tubo, para lo cual se usan válvulas de alivio que se instalan también para aliviar aire y agua durante un impulso. Asimismo pueden usarse válvulas checadoras de cierre lento o combinaciones para aumentar el tiempo de cese del flujo con válvulas de alivio.

En los sistemas donde se usan tanques de aire para aliviar el golpe de ariete se instalan medios para mantener las proporciones adecuadas de agua y aire dentro del tanque para que este siempre esté listo para su operación.

Hay estaciones de bombeo donde se aprovecha el sifón en la descarga de una bomba para disminuir la columna total de descarga.

En la cúspide de la tubería de descarga se inserta una válvula que tiene como fin comunicar con la atmósfera la zona de vacío que se produce entre las columnas de líquido que forman el sifón. Generalmente, estas válvulas llevan un solenoide que las mantiene normalmente abiertas al arrancar el motor de la bomba.

Durante su operación el solenoide se energiza y cierra la válvula. De este modo, cuando la bomba trabaja, se forma el sifón, y al pararla, el sifón se rompe por la entrada de aire que iguala la presión atmosférica con el interior del tubo de descarga.

LUBRICACION Y REFRIGERACION.

Normalmente, la lubricación que se usa en una bomba es por aceite o por grasa. Esta se aplica en las partes friccionantes cuyos sistemas varían según su fabricación y tipo, aunque siempre de acuerdo con su aplicación.

Se puede decir que todos los tipos de chumaceras que se fabrican actualmente son usados en las bombas o motores. Las más empleadas son las de balas, manguito y Kingsbury. Muchos equipos de bombeo tienen más de un tipo de chumacera para cumplir con sus diferentes funciones. Las chumaceras de balas pueden ser del tipo de una o dos hileras; las chumaceras de rodillos se usan ampliamente en flechas de bombas grandes; las del tipo-

de manguito pueden aplicarse para flechas horizontales o verticales, y en bombas todavía mayores se usan chumaceras de empuje Kingsbury.

En los equipos de flecha horizontal las chumaceras se encuentran en receptáculos llenos de lubricante, que contiene tapones en la parte superior e inferior para el relleno o purga. Las chumaceras de manguito para flechas verticales llevan un anillo suelto de lubricación apoyado en la flecha que mantiene siempre un lado ahogado en aceite. Al girar la flecha, el anillo es arrastrado, mediante lo cual empapa la flecha del lubricante hasta su superficie en fricción.

En los equipos de flecha vertical, un tubo de diámetro pequeño parte de la aceitera o graseras hasta las chumaceras de la flecha, conectando cada una de ellas. Si se usa aceite, la aceitera lleva un dosificador que se gradúa manualmente y que por lo general se abre por medio de un solenoide conectado al mismo arrancador del motor a sus terminales, dependiendo del voltaje tanto del motor como del solenoide. Así al arrancar y poner en marcha el motor, el solenoide abre el dosificador y cuando el motor se para lo cierra. Debe tomarse la precaución de accionar manualmente el dosificador antes de operar la bomba pues es posible que la columna de aceite en el tubo lubricador se haya vaciado. Cuando se usan graseras en columnas de bombas verticales, una banda comunica la flecha del motor con una pequeña bomba de presión instalada en la parte inferior de la graseras que impulsa la grasa hasta las chumaceras de la bomba. En este caso, los conductos de lubricación siempre se encuentran llenos. Antes de empezar una operación por primera vez se debe lubricar el sistema con pistolas inyectoras de grasa hasta llenar los conductos.

Muchas bombas de pozo profundo, y casi todas las bombas de pequeña capacidad, emplean el sistema de lubricación por agua.

En cuanto a las bombas de pozo profundo, hay distintas opiniones sobre lo que es más conveniente, es decir, la lubricación por agua o por aceite.

El uso de agua como lubricante en las bombas de este tipo elimina la necesidad de las fundas necesarias en las bombas lubricadas por aceite; además, se evita el derrame de aceite sobre el agua que se está bombeando aunque esto último se puede desprestigiar si se considera la proporción de aceite sobre el gran caudal comparativo que se bombea.

En las bombas lubricadas por agua se elimina el riesgo de daños por obstrucción en los conductos lubricadores o el descuido en la operación de lubricación; sin embargo, también representa el riesgo de bombear con las partes friccionantes "en seco", lo cual ocasiona un daño rápido.

Para evitar esto último, se instala el equipo de bombeo con un tanque de agua que deberá proporcionar suficiente líquido para lubricar la bomba de antemano. Este tanque se llena cuando la bomba está trabajando y siempre estará listo para dosificar el agua suficiente en cada arranque de bomba. Una vez que la bomba esté en servicio, el agua succionada hace las veces de lubricante.

Estas bombas deben construirse con casquillo o manguito de metal inoxidable altamente resistente al desgaste que cubra la parte de la flecha que va en las chumaceras.

En las bombas con motores sumergibles los cojinetes de fricción son lubricados por agua y nunca deberán funcionar en seco puesto que sufrirían averías. Fuera del agua, ha de evitarse aun el arranque leve.

En un sistema de bombeo hay parte del equipo que requiere refrigeración para su funcionamiento correcto. Los motores eléctricos generalmente se refrigeran por medio de un ventilador de aspas acoplado directamente a la flecha del motor. En los motores sumergibles el agua sirve para la refrigeración del embobinado del estator.

Algunas bombas grandes de flecha horizontal necesitan refrigeración en sus chumaceras para evitar el calentamiento excesivo cuando el aceite no es capaz de refrigerar suficientemente las partes friccionantes.

En algunos sistemas se requiere un cabezal de engranes en el acoplamiento de la bomba y el motor, ya sea para cambiar de dirección en la transmisión o de velocidad. Estos cabezales de engranes normalmente trabajan a temperaturas hasta de 60°C. Para evitar que la temperatura suba a más de lo permisible, se refrigera el cabezal de engranes por medio de aceites especiales para ese fin. El fabricante de los cabezales recomendará el tipo de refrigerante que debe usarse y las temperaturas máximas recomendables.

Los cojinetes de bolas son muy sensibles tanto a la sobre-lubricación como a la lubricación deficiente. Ambas deficiencias actúan en detrimento del funcionamiento de los cojinetes. En ambos casos el resultado es que haya sobre-calentamiento y reducción de la vida útil del balero. Para determinar el sobre-calentamiento úsese un termómetro pues el simple tacto es una guía muy deficiente.

La relación entre la temperatura y la lubricación es una indicación de funcionamiento y la tabla que sigue servirá como guía aproximada para determinar el trabajo adecuado de las bombas de la línea regular.

Temperatura de líquido bombeado 16°C 93°C 149°C

Temp. Norm. Aprox. de las Chum. 46°C 60°C 71°C

La tabla está basada en una temperatura ambiente de 21°C. La temperatura máxima de los cojinetes deberá ser 79°C. Las temperaturas citadas tienen una tolerancia de más de 9°C.

LUBRICACION CON GRASA. Los cojinetes se lubrican a través de graseras y usando una grasa hecha a base de cal, resistente a la humedad y adecuada para temperaturas que oscilan entre 0°C y 64°C. Para temperaturas mayores de 64°C úsese grasa fibrosa, corta, con base de sosa o mixta. Emplee la mejor grasa para cojinetes de bolas, de consistencia No. 2 obtenida de fábricas acreditadas.

Inmediatamente después de la lubricación los cojinetes de bolas muestran una clara elevación de la temperatura y debe esperarse de 4 a 8 horas de trabajo para que la temperatura se estabilice. Si los cojinetes de bolas muestran tendencia al sobre-calentamiento lo más probable es que haya un exceso de lubricación.

La frecuencia de la lubricación depende de las condiciones del trabajo. Para un trabajo normal de ocho horas diarias, lubríquese cada mil horas de trabajo. Lubrique las chumaceras mientras la unidad está trabajando y cuide de no sobre-lubricarla. La grasa no debe escurrir por el claro entre la flecha y la cubierta. Si esto sucede quite alguna grasa de las tapas. Para bombas que trabajen a alta temperatura, la lubricación debe ser más frecuente que la que se acaba de indicar y se determinará de acuerdo con la experiencia.

LUBRICACION CON ACEITE. Debe usarse aceite ligero para cojinete, con temperaturas entre 0°C y 64°C. Para temperaturas que excedan de 64°C empleese aceite de viscosidad mediana.

Para un trabajo normal de ocho horas diarias, el aceite deberá cambiarse cada seis meses. En bombas que trabajan a altas temperaturas o en una atmósfera húmeda o corrosiva cámbiese el aceite más frecuentemente.

ESTOPEROS Y CONEXIONES DE SELLO. Los estoperos están equipados con una jaula de sello o un anillo de linterna para dejar pasar una ligera cantidad de agua dentro de la empaquetadura ya sea por medio de un taladro interior que comunica con la carcasa de la bomba o por medio de una fuente externa de agua limpia.

El objeto de la jaula de sello es importante; proporciona enfriamiento y lubricación para la empaquetadura, sella la flecha evitando entradas de aire a la bomba y cuando se conecta a una fuente externa, provee de agua cuya presión impide la entrada, en la empaquetadura, de arenas y materias extrañas arrastrada por la bomba. Esto es particularmente importante en bombas de impulsor abierto específicamente diseñadas para aguas lodosas.

La mayoría de las bombas están provistas de un sello interior a la jaula para servicios con una altura normal de succión o baja presión de succión.

En ningún caso se deberá apretar el prensa-estopas hasta detener el goteo. Esta práctica conduce a reducir la duración del empaque y arayar las camisas. Si el método de cebado es tal que la caja deba ser apretada para evitar entradas de aire, aflójese el prensa-estopas tan pronto como termine el cebado.

La mejor práctica es aflojar el prensa-estopas hasta que los pernos tengan el apriete que pueda darse con los dedos, permitiéndose un profuso goteo durante la primera puesta en marcha o después que la caja ha sido reempaquetada. Redúzcase la filtración gradualmente apretando los pernos del prensa-estopas unas cuantas vueltas al mismo

tiempo, dejando que el empaque se "asiente". Continúese hasta obtener una filtración normal de acuerdo con lo establecido anteriormente. Cuando se reempaque sigase las instrucciones del fabricante del empaque.

En general el empaque moldeado de sección cuadrangular en anillos, - dá el mejor resultado. Sin embargo, cuando se tengan que hacer los anillos de un tramo continuo, córtense los extremos cuidadosamente - para evitar que se traslapen. Cada nuevo anillo debe ser insertado - tan profundamente dentro del estopero como sea posible, haciéndolo - por medio del prensa-estopas; las juntas deberán quedar opuestas 180 grados en anillos consecutivos.

SELLOS MECANICOS. Para bombeo de líquidos dañinos o costosos, o agua donde la filtración necesaria en el estopero no es aceptable, pueden proporcionarse bombas con sello mecánico o convertir el existente a éste sistema. Estos sellos no necesitan atención ni ajuste, excepto para una pequeña filtración inicial.

Después de inspeccionar o reparar una bomba no hay que instalar el - sello sin antes pulir cuidadosamente las caras fijas y móvil, dejándolas absolutamente tersas libres de rasguños o asperezas. El sello fallará si se omite esta precaución.

En bombas centrífugas grandes, en donde se tienen chumaceras de empuje del tipo Kingsbury suele emplearse para el enfriamiento del aceite lubricante un sistema de recirculación del aceite por medio de - una bomba de engranes, que bombea el aceite de un depósito o tanque de almacenamiento, colocado generalmente en la misma base de la unidad bomba-motor, de dónde se hace circular el aceite a la caja so - porte de chumaceras y de ahí nuevamente al depósito de aceite. El - bombeo se inicia unos minutos antes de la puesta en marcha de la bomba centrífuga y continúa en tanto este operando la bomba manteniéndola la presión y temperatura del aceite dentro de los rangos apropiados.

En algunas bombas centrífugas que bombean aceites muy calientes, del orden de 250 a 400°C, para proceso de calentamiento, se emplea una - fuente externa de agua fría para enfriamiento del sello mecánico o - de la caja de empaque.

EFICIENCIA DE UN SISTEMA DE BOMBEO.

Antes de hablar de la eficiencia de un sistema de bombeo, vamos a - ver cual es la eficiencia de una bomba.

La eficiencia de una bomba centrífuga no es 100% eficiente debido a - las pérdidas de energía, las cuales pueden ser clasificadas como:

- 1.- Pérdidas mecánicas, incluyendo la fricción en la chumacera y
- 2.- Pérdidas en el disco o arrastre entre el impulsor y la carcasa ocasionada por la viscosidad del agua.

- 3.- Pérdidas por recirculación debidas a la pequeña cantidad de potencia gastada en el paso inevitable de algo de agua a la bomba, de la zona de alta presión en el lado de la descarga del impulsor a través de los espacios libres entre el impulsor y la carcasa, hacia la zona de baja presión en el centro de la bomba.
- 4.- Pérdidas hidráulicas, incluyendo:
 - a).- fricción por escurrimiento del fluido a través de los espacios libres del impulsor.
 - b).- Fricción del fluido en la carcasa y
 - c).- Pérdidas por impacto a la entrada y salida del impulsor, debido al cambio brusco de velocidad o condiciones de escurrimiento de estos puntos.

Si e_m es la eficiencia mecánica, es la eficiencia de recirculación, y e_h la hidráulica, la eficiencia total será:

$$e = e_m \times e_r \times e_h = \frac{QW}{tw} \text{ en donde:}$$

$Q = \text{pies}^3/\text{seg.}$, W en lb/pie^3 , it en pies, T -momento de torsión aplicado a l flecha en pies-lbs., W velocidad de rotación.

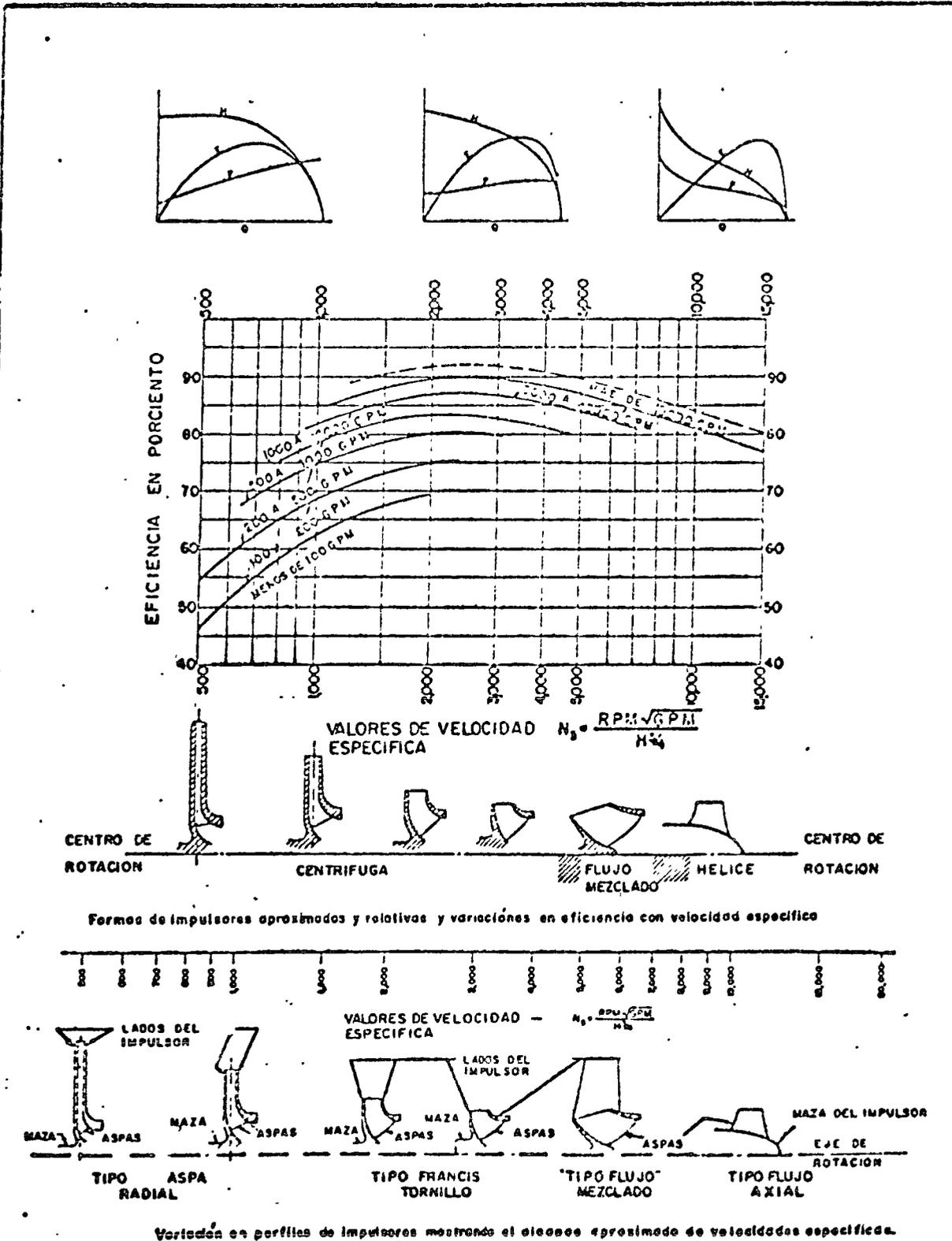
Desde el punto de vista del funcionamiento de una bomba - la eficiencia depende de la capacidad, de la columna o carga de bombeo y de la velocidad; todos estos valores están relacionados con la velocidad específica.

Las pérdida por fricción y turbulencia representan en porcentaje un valor pequeño, cuando se trata de bombas de gran tamaño. También las pérdidas por fricción en el disco y las pérdidas mecánicas son relativamente pequeñas cuando se trata de bombas que manejan caudales grandes, por consiguiente las unidades de bombas grandes pueden ser mas eficientes que las unidades pequeñas, particularmente a altas velocidades. En bombas pequeñas las eficiencias pueden ser del orden de 50%, en bombas grandes las eficiencias son del orden de 90% a 92%.

La figura muestra una serie de curvas de valores de velocidad específica contra valores de eficiencia en %. En ella se ve que la máxima eficiencia ocurre a un valor de velocidad específica entre los 2000 a 2500 rpm. También se observa que la eficiencia cae muy rapidamente para velocidades específicas menores de 1000, debido a que con valores de velocidad específica baja los impulsores tienen largos y estrechos pasajes de las venas del alabe lo cual resulta en grandes pérdidas por fricción y mayores pérdidas por fricción del disco.

UF Cuadro 03-30-3

VARIACIONES DE IMPULSORES CON VELOCIDAD ESPECIFICA



Variación en perfiles de impulsores mostrando el alcance aproximado de velocidades específicas.

Para una determinada carga y capacidad en una bomba centrífuga es deseable usar una velocidad específica grande en lo posible, puesto que ello redundará en un impulsor de diámetro más pequeño y por lo tanto en una bomba más barata; la eficiencia también será más alta.

Cuando los requerimientos de bombeo son variables, puede ser más económico instalar varias bombas pequeñas en paralelo que una sola bomba grande con capacidad igual a la suma de la capacidad de las bombas chicas. Cuando la demanda en volumen de agua disminuye, una o más bombas pequeñas pueden pararse ocasionando con ello que las demás bombas que siguen funcionando operen con una mejor eficiencia. Si una sola bomba se usa para satisfacer una demanda baja, la válvula en la tubería de la descarga deberá ser estrangulada por lo que el sistema de bombeo operará con baja eficiencia. Se tiene además otra ventaja a operar con varias bombas pequeñas; en períodos de baja demanda es posible reparar una o más unidades y seguir operando con la unidad restante, sin verse obligado a parar totalmente el bombeo, que sería el caso de operar con una sola unidad de tamaño grande para cubrir la demanda total de bombeo.

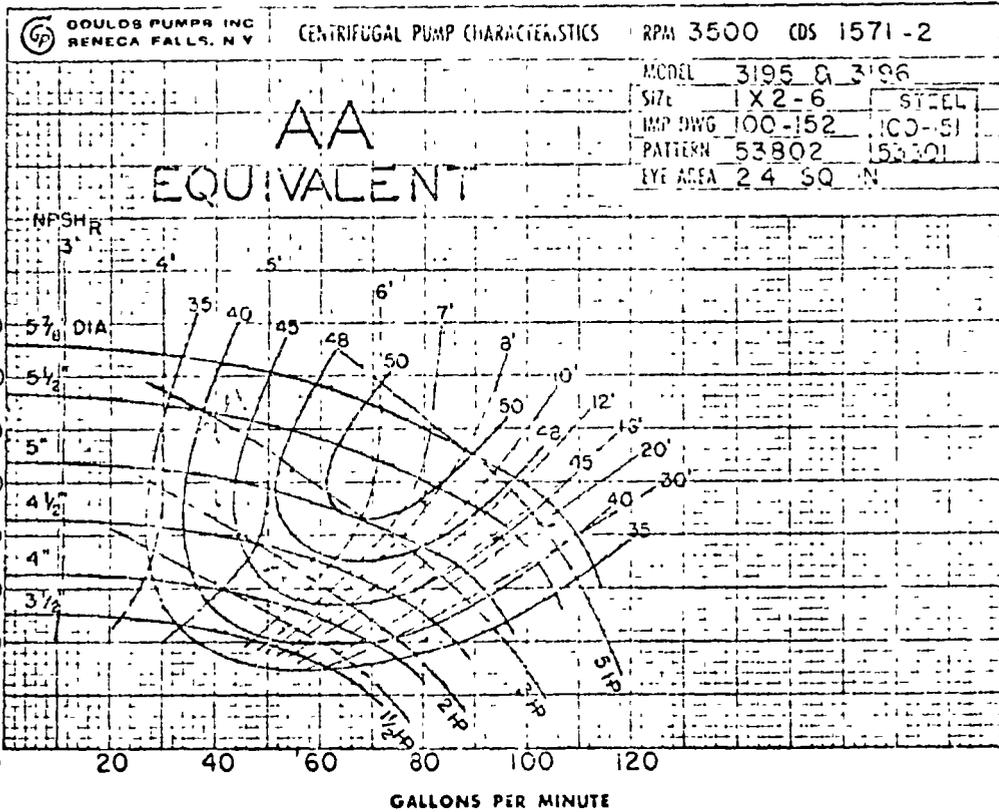
En un sistema de bombeo en el que se usan varias bombas para proporcionar una capacidad y columna total deseada si el sistema de bombeo tiene variaciones de la demanda a lo largo de un período, de 24 horas, la selección de las bombas debe hacerse tomando en cuenta las variaciones de las capacidades y de las columnas de bombeo cuando hay menos bombas en servicio, como sigue:

- 1o. Selecciónese la capacidad de los motores para la potencia requerida sobre la región de columnas sobre las cuales habrán de operar las bombas. Tengase cuidado especial en verificar que la potencia del motor elegido cubre la operación de la bomba correspondiente a la columna más baja.
- 2o. Si una parte de la operación se efectúa a capacidad reducida con una columna total reducida, selecciónese la bomba de manera que la eficiencia máxima se encuentre en las columnas medias de operación. Por ejemplo en la figura 10 se representa la curva de operación de una bomba que trabajará con una variación de 128 pies de columna con una capacidad de 40 GPM y a 80 pies de columna con una capacidad de 98 GPM. La bomba del ejemplo sería una solución correcta ya que la eficiencia es buena por los puntos alto y bajo A y B y una eficiencia máxima de 52% aproximadamente a los 104 pies de columna total.
- 3o. Con una columna total reducida, una bomba centrífuga desarrollará la mayor capacidad. Esto significa que el sistema requiere una carga neta de succión positiva (CNSPd) menor, sin embargo a mayor capacidad de la bomba también se aumenta la carga neta de succión requerida (CNSPr), hay que tener cuidado de revisar que la CNSPe a columna reducida (B) iguale o exceda a la CNSPr que requiere la bomba. En nuestro ejemplo la CNSPr por la bomba para la columna reducida (B) es de 20 pies luego la CNSPd del sistema debe ser igual o mayor a 20 pies para que no ocurra cavitación en la bomba.

8/4/72

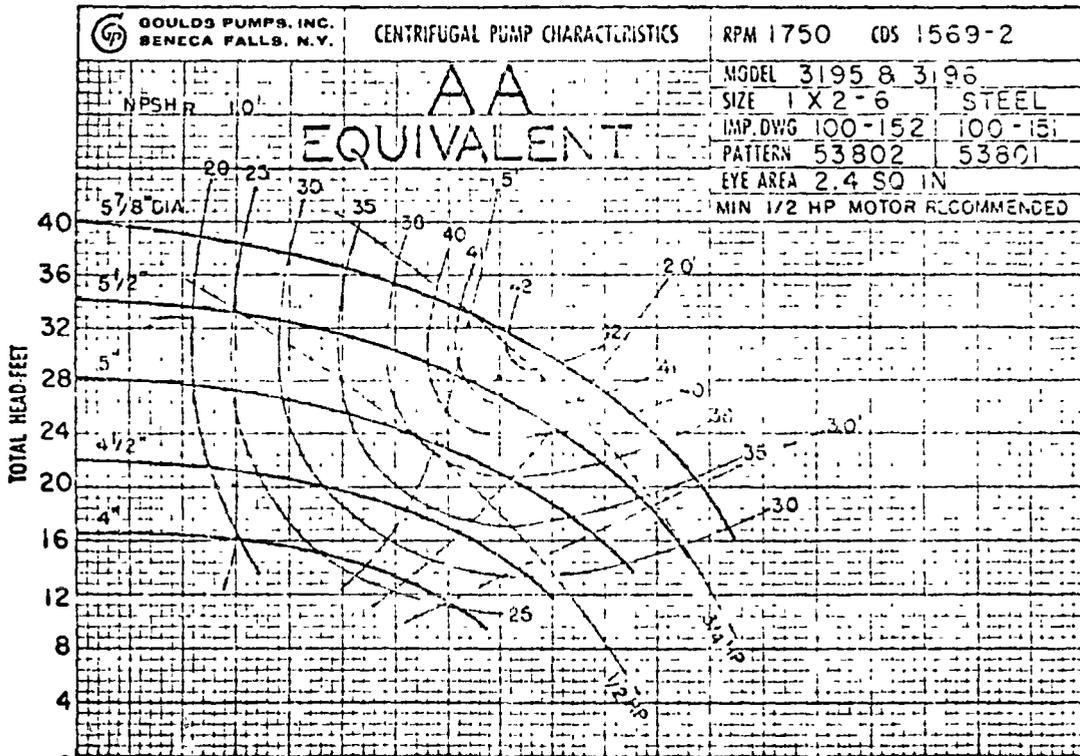
(Sup. 1C3 & 5 of 5/15/67)

CUSTOMER
 INQUIRY NO. DATE P. O. NO. DATE
 ITEM NO. SERVICE
 G. P. M. TOTAL DYNAMIC HEAD, FT.
 R. P. M. EFFICIENCY % GOULDS FACTORY NO.
 C D S NO. (SEE CURVES - UPPER RIGHT HAND CORNER)



3500
R.P.M.

FIG 13



1750
R.P.M.



GOULDS PUMPS INC.

Seneca Falls, New York, U.S.A.

PERDIDAS DE EFICIENCIA DEL SISTEMA DE BOMBEO.

10. En el punto anterior se habló de que es conveniente en aquellos sistemas de bombeo que usan varias bombas en paralelo instalar varias bombas de tamaños mas chicos que una sola bomba de tamaño grande, ya que si se instala una sola bomba grande para cubrir las variaciones en la demanda, esta tiene que trabajar con la válvula de la descarga parcialmente cerrada para poder proporcionar el volumen y columna total deseados.

Si la bomba grande se seleccionó para obtener la máxima eficiencia correspondiente a la capacidad y columna total, habrá una disminución de la eficiencia de la bomba si esta opera con una menor capacidad y columna de bombeo para cubrir la menor demanda.

20. La eficiencia de una bomba disminuye si se aumenta la altura de succión de la misma. Por ejemplo en la fig. para una carga total de 146 pies la bomba tiene una capacidad normal de 1800 GPM punto A y una eficiencia de 87% punto B, correspondiente a una altura de succión de 18 pies máxima. Una altura de succión mayor, por ejemplo de 20 pies y carga total de 146 pies disminuye la capacidad a 1670 GPM punto C con una eficiencia de 83.5% punto D.

30. La eficiencia de una bomba disminuye si se aumenta la viscosidad del líquido si se el compara con la viscosidad que tiene el agua. Puesto que las pérdidas en una bomba centrífuga en el disco y por fricción se ven aumentados con el aumento en la viscosidad del líquido bombeado, la eficiencia de una bomba que bombea un líquido que tiene mayor viscosidad que la del agua será menor como se indica en la figura. Por ejemplo cuando se bombea agua a 120 GPM la bomba desarrolla 44 pies de carga punto A, pero cuando bombea un líquido con viscosidad de 1000 SSU a 120 GPM, la carga desarrollada es de 29 pies únicamente punto B. Esta pérdida de carga con aumento de la viscosidad es debida al aumento de las pérdidas por fricción así como por el efecto de la viscosidad, en el imán en el impulsor y carcasa.

40. Si una bomba centrífuga se diseña para operar a una determinada velocidad para proporcionar un a capacidad y carga total deseadas con una eficiencia determinada, estos valores se verán afectados si se cambia la velocidad de operación de la bomba. Su capacidad varía directamente con la velocidad, su carga con el cuadrado de la velocidad y su potencia al freno con el cubo de la velocidad, veamos el ejemplo mostrado en la curva de la fig. Una bomba proporciona 1000 GPM contra una carga total de 100

Normally, the pump should operate under a combination of capacity and suction conditions that permit it to develop normal head and capacity characteristics. Under these conditions the pump also operates at best efficiency for a given capacity.

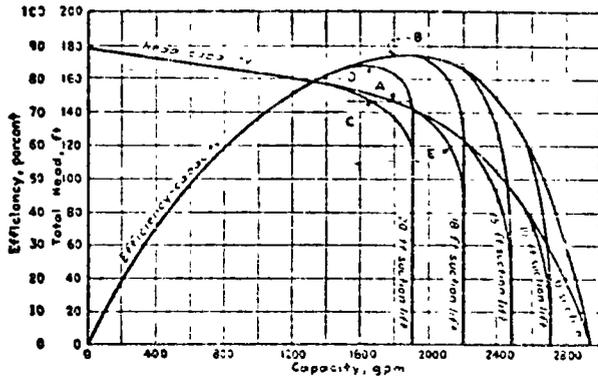


FIG. 4-15. Change in characteristics of a centrifugal pump with change in suction lift.

Question 4-49: What is meant by operating "in the break"?

Answer: If a pump is operated at the maximum capacity that it can deliver with the available absolute suction head and at a total head below that which it can develop with a higher absolute suction head, it is operating "in the break." For example, in Fig. 4-15, when the pump is operating at A on the head-capacity curve with 18 ft suction lift ($33.9 - 18 = 15.9$ ft absolute suction head), it is operating at about its maximum capacity at normal head under this suction condition. If the total head is reduced but the suction lift held at 18 ft, pump performance breaks away from the normal head-capacity curve and follows along curve E. In other words, when the pump is operating at 2200 gpm with 18 ft suction lift, it is operating "in the break." However, if the suction lift is reduced, pump performance continues down along the normal head-capacity curve.

Question 4-50: Does the liquid pumped influence the maximum permissible suction lift?

Answer: Yes, because the maximum permissible suction lift is the difference between the atmospheric pressure and the minimum

as well as by the over-all effect of the viscosity on the flow configuration in the impeller and casing.

Question 5-10: How does the viscosity of a liquid affect pump efficiency?

Answer: Since two of the losses in a centrifugal pump, disk horsepower and friction head, increase with increased viscosity, the

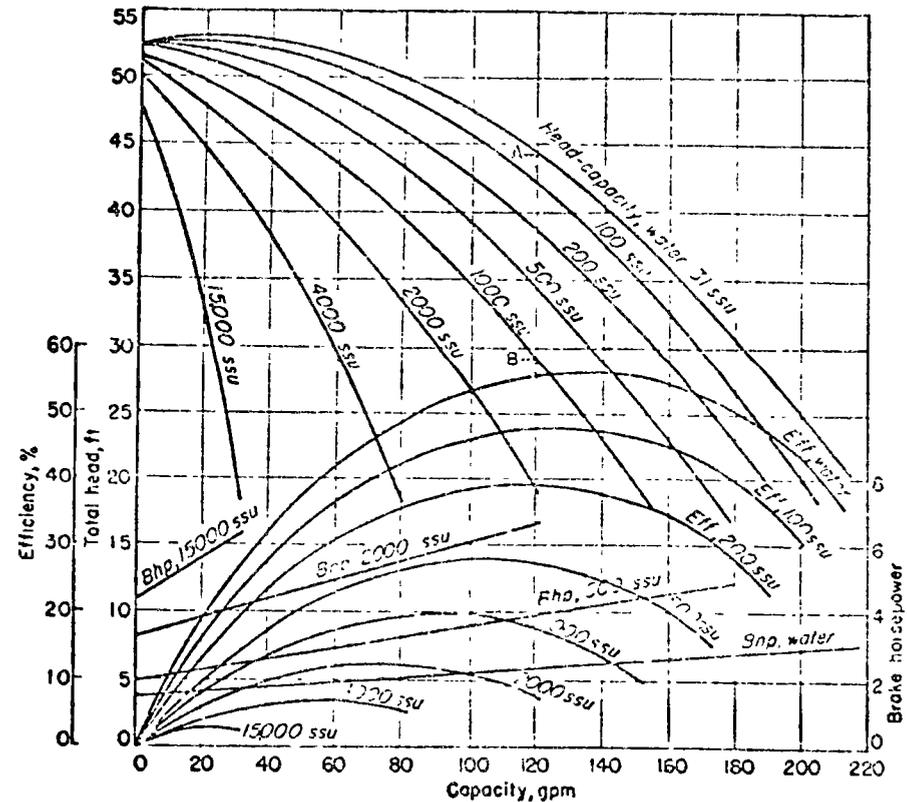


FIG. 5-1. Effect of viscosity of liquid pumped on characteristics produced by a centrifugal pump.

efficiency of a pump handling viscous liquids will be lower than one handling water, as indicated in Fig. 5-1. How much it will decrease depends on the type of pump, its hydraulic design, and the relation of its operation to the conditions at best efficiency as well as to the viscosity of the liquid.

Example: A pump that delivers 1000 gpm against 100 ft total head at 1000 rpm, point A (Fig 5-2), and requires 10 hp to drive it, point B, will deliver 900 gpm against 81 ft total head when run at 900 rpm, point C, and will require 29.2 bhp to drive it under those conditions, point D. All points on the characteristics are similarly affected so that if the ones for one speed are known, those for another speed can be predicted.

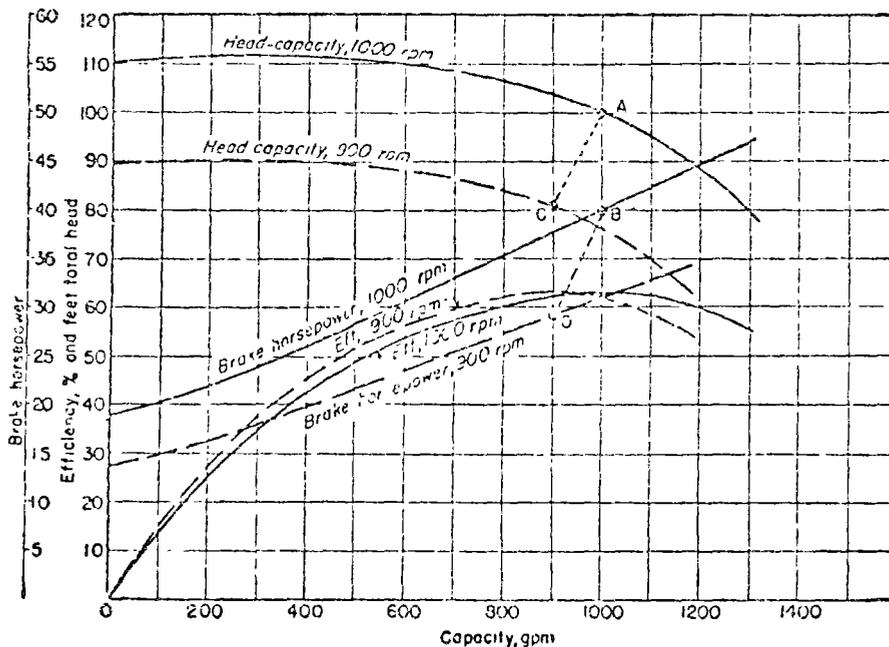


FIG. 5-2. Change in pump characteristics with change in speed

If pump speed is increased sufficiently, the limit of operation at the prevailing suction conditions can be exceeded, and its head and capacity range will be reduced. Likewise, if the speed is reduced excessively, the efficiency of the pump will be somewhat reduced so that its power input will no longer follow the speed-cubed relationship.

Question 5-15: How does a change in impeller diameter affect pump performance?

Answer: Since the peripheral speed of the impeller changes directly as its diameter, the pump capacity varies directly as the

pies a 1000 rpm., punto A y requiere 40 HP, punto B, con una eficiencia de 61% punto E, la misma bomba entregará 900 GPM contra una carga de 81 pies cuando gira a 900 rpm. punto C, y requerirá 29.2 HP, punto D, con una eficiencia de 63%.

Si la velocidad de la bomba es aumentada, la carga neta de succión positiva requerida, también aumenta y muy rápidamente por lo que esta puede ser mayor que la carga neta de succión disponible, pudiendo existir problemas de cavitación en la bomba. De igual forma si la velocidad de la bomba es reducida excesivamente, la eficiencia de la bomba también se disminuirá de modo que la potencia requerida en la bomba no seguirá la relación del cubo de la velocidad.

50. La variación del diámetro del impulsor de una bomba, afecta su eficiencia y los valores de carga y capacidad. Puesto que la velocidad periférica del impulsor varía directamente con su diámetro, la capacidad de la bomba varía directamente con el diámetro del impulsor, mientras que la carga total varía con el cuadrado del diámetro, la potencia varía con el cubo del diámetro. Veamos la curva de funcionamiento de la bomba indicada en la figura . Supongamos que esta se seleccionó para operar a su máxima eficiencia 82% con una carga total de 218 pies y una capacidad de 2250 GPM punto A con un diámetro de impulsor 14.75" de diámetro a 1750 rpm, requiriendo 151 HP punto B, si se varía el diámetro del impulsor a 14". La capacidad a 196 pies de carga será de 2135 GPM — punto C y requerirá 129 HP, punto D. Una reducción en el diámetro del impulsor es el equivalente de cambio básico de diseño del impulsor, lo cual afecta las características de la bomba, tanto en capacidad, columna, potencia y eficiencia.

impeller diameter, whereas the head varies as the diameter squared and the power input varies as the diameter cubed. For example, in Fig. 5-3 with a 14.75-in. impeller operating at 1800 rpm, the pump has a capacity of 2250 gpm against a 218 ft head, point *A*, and requires 151 hp to drive it, point *B*. If the impeller diameter is reduced to 14 in., its capacity at 196 ft head will be 2135 gpm, point *C*, and will require 129 hp, point *D*.

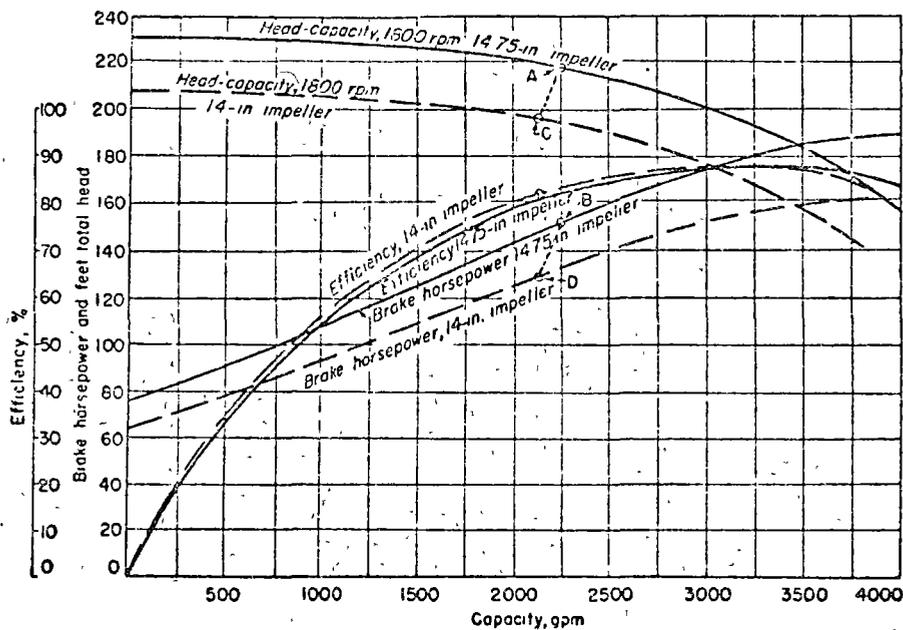


Fig. 5-3. Change in pump characteristics with change in diameter of impeller. ~~Fig 22~~

A reduction in diameter is the equivalent of a basic design change of the impeller and thus affects the characteristics of the pump. For that reason, the basic rule can be applied only over a limited range, depending on the design of the impeller.

When a pump is to be adapted for smaller capacity or head, or both, at the same speed, or for the same capacity and head at a higher speed, consult the manufacturer to see whether the existing impeller can be cut down to produce the desired results.









SECRETARIA DE RECURSOS HUMANOS
 SUBSECRETARIA DE OPERACION
 GENERAL Y OPERACION DE SISTEMAS
 DE AGUA POTABLE Y ALCANTARILLADO
 DIRECCION DE CONSERVACION Y OPERACION
 PROGRAMA DE MANTENIMIENTO

SISTEMA DE ALIMENTACION
 DE ...

FORMULO
 REVISO
 APROBADO
 FECHA

CLASIFICACION Y CANTIDAD
 DE EQUIPOS

LUGARES Y LOCALIDADES	B O M B A S				MOTORES ELÉCTRICOS				MOTORES DE COMB. INTERNA			UNIDAD DE ARRANQUE		INTERRUPTORES		MED. DE CAUDAL		CONDUCTOR DE GAS					
	EJE VERTICAL LUBR. ACEITE	EJE VERTICAL LUBR. AGUA	EJE HORIZONTAL	DE PISTON	CAJEZAL DE ENGRANES	EJE HORIZONTAL	EJE VERTICAL	TIPO SUMERGIDO	GASOLINA	DIESEL	TRACOLINA	TABLEROS	MANUAL	AUTOMÁTICO	TERMO MAGNETICOS	DE NAVAJA CON FUSIBLE	SUBESTACION ELÉCTRICA	TIPO MELICE	PRESION DIFERENCIAL	APLICACION DIRECTA	DE SOLUCION		
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII	XIII	XIV	XV	XVI	XVII	XVIII	XIX	XX	XXI	XXII	XXIII
MANTENIMIENTO																							
MANTENIMIENTO		1					1						1		1		1						
MANTENIMIENTO								1								1	1						
MANTENIMIENTO		1					1						1			1	1				1		
MANTENIMIENTO							2	1					3		1	2	3				1		



SECRETARIA DE RECURSOS HIDRULICOS
 SUB-SECRETARIA DE OPERACIONES
 DIRECCION GENERAL DE OPERACIONES DE
 SISTEMAS DE AGUA POTABLE Y ALcantarillado
 DIRECCION DE CONSERVACION Y OPERACION
 PROGRAMA DE MANTENIMIENTO

SISTEMA DE AGUA POTABLE DEL CANTON DE...
 DE ...

FORMULO: _____
 REVISO: _____
 APROBO: _____
 FECHA: _____

NÚMERO DE IDENTIFICACIÓN
 DE LOS EQUIPOS.

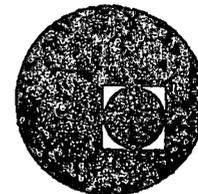
LUGARES Y LOCALIDADES	BOMBAS				CARJAL DE ENGRANES	MOTORES ELECTRICOS			MOTORES DE COMB. INTERNA			TABLEROS	UNDS DE ARRANQUE		INTERRUPTORES		SUBSTACION ELECTRICA	MED DE CAUDAL		CLORADOR DE GAS			
	CENTRIFUGAS		EJE HORIZONTAL	DE PISTON		EJE HORIZONTAL	EJE VERTICAL	TIPO SUPEROIDO	GASOLINA	DISEL	TRACTOLINA		MAN JAL	AUTOMATIC	TERMO. MAGNETICOS	DE HAVAJA CON FUSIBLE		TIPO HELICE	PRESION DIFERENCIAL	APLICACION DIRECTA	DE SOLUCION		
	LITRO ACEITE	LITRO AGUA																					
I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII	XIII	XIV	XV	XVI	XVII	XVIII	XIX	XX	XXI	XXII	XXIII	
ESTACION 1																							
ESTACION 2																							
ESTACION 3		II ₁					VII ₁						XIII ₁		XV ₁		XVII ₁						
ESTACION 4													XIII ₂			XVI ₁	XVII ₂						
ESTACION 5		II ₂					VII ₂						XIII ₃		XVI ₂	XVII ₃					XXI ₁		



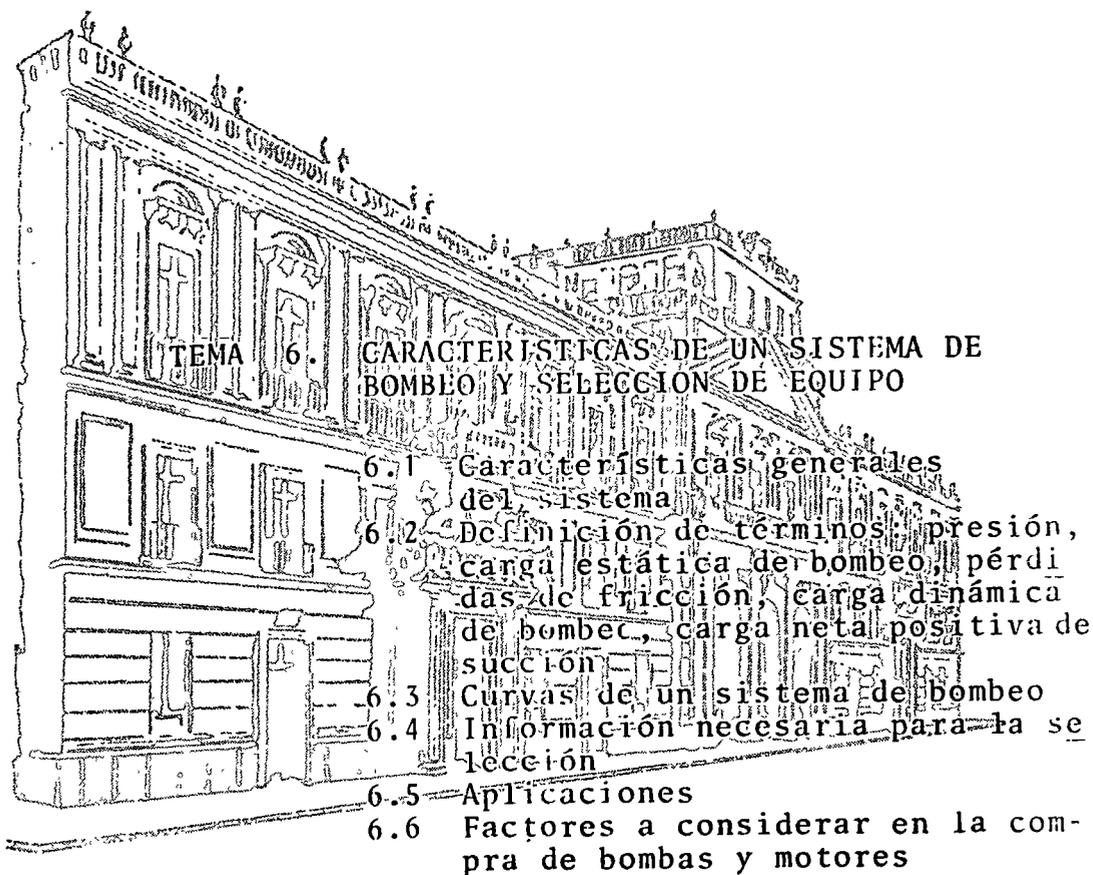




centro de educación continua
división de estudios superiores
facultad de ingeniería, unam



SELECCION Y OPERACION DE BOMBAS DE AGUA Y SISTEMAS DE BOMBEO



TEMA 6. CARACTERISTICAS DE UN SISTEMA DE BOMBEO Y SELECCION DE EQUIPO

- 6.1 Características generales del sistema
- 6.2 Definición de términos: presión, carga estática de bombeo, pérdidas de fricción, carga dinámica de bombeo, carga neta positiva de succión
- 6.3 Curvas de un sistema de bombeo
- 6.4 Información necesaria para la selección
- 6.5 Aplicaciones
- 6.6 Factores a considerar en la compra de bombas y motores

ING. JAIME REVILLA FAJARDO
Marzo, 1976

Palacio de Minería
Tacuba 5, primer piso. México 1, D. F.
Tels.: 521-40-23 521-73-35 5123-123

Handwritten marks at the top right corner.



CARACTERÍSTICAS DE UN SISTEMA DE BOMBEO Y SELECCIÓN DEL EQUIPO

POR: ING. JAIME ARIANDO DE VILLA VALDEZ

CAPÍTULO 6.1. CARACTERÍSTICAS GENERALES DEL SISTEMA

Un sistema de bombeo, tiene uno cualquiera de éstos fines: a).- elevar un fluido a un nivel más alto de carga de energía, b).- Mover el fluido de un punto a otro, y, c).- Circular el fluido en un sistema venciendo la resistencia de fricción de los conductos.

En el caso general, una turbobomba está colocada en un sistema de tuberías a presión y a su vez acoplada a un motor (eléctrico ó de combustión interna), en consecuencia el funcionamiento de la turbobomba estará influenciado simultáneamente por las características del conducto y por las del motor, es decir, el funcionamiento de una turbobomba de características conocidas está determinado por dos factores.

- I.- Un factor hidráulico que es característico del conducto a presión.
- II.- Un factor mecánico que es característico del grupo motor-bomba.

El primer factor determina una ley de funcionamiento que denominamos " carga total " y que puede escribirse, refiriéndonos a la figura No. (1), en la forma siguiente:

$$H_{total} = h_{d, m} + \sum h_{f, s} + \frac{V^2}{2g} \quad (1)$$

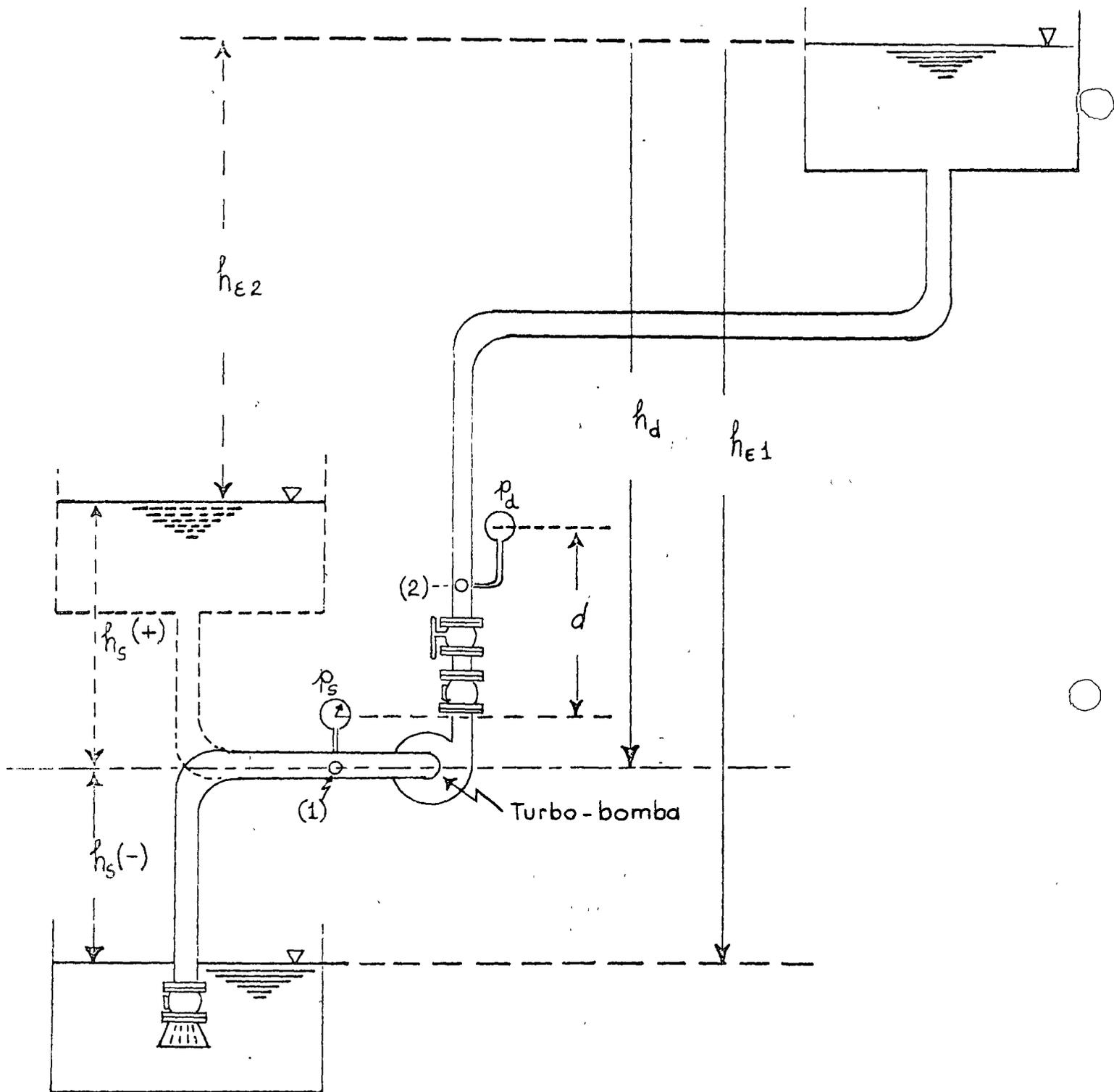


Fig. 13.- Instalación de una turbobomba, en los dos casos generales de succión. I) y II, $h_s(-)$. I) y II, $h_s(+)$

En la figura 2 (1) se muestran los dos tipos principales de instalación en el tubo de la ecuación si definimos: (Carga estática total)

$$h_1 = h_{s1} + h_{s2}$$

$\sum h_{f,d} = \sum h_{f,c} = KQ^2$ (Fórmula de Manning para calcular las pérdidas por fricción, se incluye en el valor de K los valores de longitudes equivalentes por pérdidas menores.)

$v^2 = 0$, entonces la ecuación (1) la podemos escribir:

$$H = h_1 + KQ^2 \quad \text{----- (2)}$$

El resultado de graficar la ecuación (2) es una ley de variación $H \propto Q^2$ del conducto, parabólica, (ver figura 2)

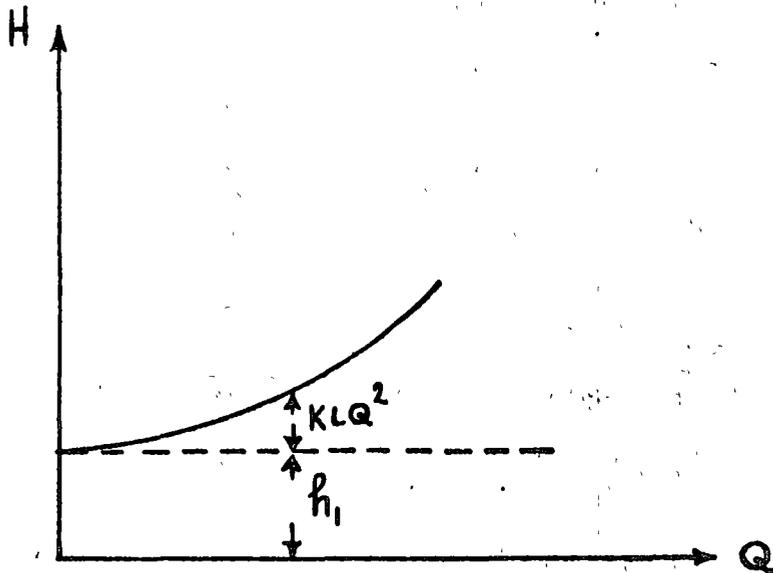


FIG. 2).- Característica del Conducto.

La característica del conducto se inicia (cuando $Q = 0$) en el valor h_1 (según el tipo de instalación en el lado de succión).

En general el valor de h_1 (carga estática total), en cualquiera de los tipos de instalación en la succión se mantiene constante (y a veces es cero en algunas instalaciones especiales), por esto se acostumbra llamar a la característica del conducto " parábola de pérdida de carga ".

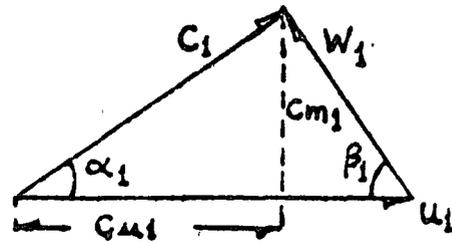
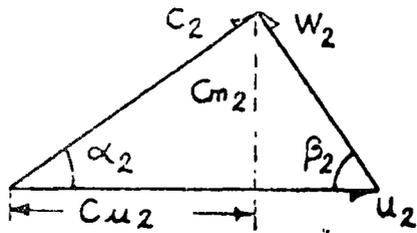
En consecuencia, podemos decir que, la característica del conducto (ecuación 2), es influenciada por los dos casos de instalación en el lado de succión y, además, como puede inferirse del análisis de la relación (2), el diseño de la instalación al lado de descarga, el número de accesorios (válvulas, cambios de dirección, ampliaciones, reducciones, etc.), la forma de regulación en la operación del conjunto así como las dimensiones y tipo de tuberías utilizadas en la instalación afectan también la característica del conducto y en consecuencia la operación (punto de funcionamiento), de la turbo-bomba.

El segundo factor, característica del diseño de la turbo-bomba y del motor de mando, determina la ley de variación $h(Q)$ a la que se llama " Característica de funcionamiento " de la turbo-bomba.

La "ecuación fundamental de las turbo-bombas" se deduce de la aplicación del teorema de cantidad de movimiento resultando la relación siguiente:

Contín. . .

$$\infty \quad \omega \quad \alpha \quad - \quad \omega \quad \alpha$$



a) - Triángulo de Velocidades a la salida.

b) - Triángulo de Velocidades a la entrada.

de la ecuación de Euler es

$$h = \frac{u_2}{g} \omega \sin \alpha_2$$

$$h = \frac{u_1}{g} \omega \sin \alpha_1$$

donde

$$u_1 = \omega r_1$$

$$u_2 = \omega r_2$$

Sustituyendo estas relaciones en la ecuación (3) obtenemos

$$h = \frac{\omega^2}{g} (r_2^2 - r_1^2) \sin \alpha_1 \sin \alpha_2 \quad (4)$$

La relación (4) se llama "ecuación fundamental de las turbo-bombas" y

es válida para líquidos como para gases, ya que no aparece en ella el

valor del fluido.

El flujo es radial en la entrada

$\alpha_1 = 90^\circ$; $\cos \alpha_1 = 0$; entonces

$$U_{th \infty} = \frac{1}{\pi} \frac{U_2}{\sin \beta} \quad \text{----- (5)}$$

La ecuación (5) da el valor máximo teórico de U_{th} = carga total teórica con número de alabes infinito que desarrolla el impulsor elemental. Del triángulo de velocidades a la salida del impulsor (Fig. 3-1) tenemos:

$$C_{u2} = U_2 = \frac{C_{m2}}{\tan \beta} \quad \text{----- (6)}$$

Substituyendo el valor de C_{u2} dado por la relación 6, en la relación (5), tenemos $U_{th \infty} = \frac{U_2}{\sin \beta} = \frac{C_{m2}}{\sin \beta \tan \beta}$ ----- (7)

Expresemos C_{m2} y U_2 según el criterio siguiente:

$$C_{m2} = \frac{\pi}{b_2} D_2 \quad ; \quad U_2 = \eta D_2$$

En donde

κ = coeficiente que depende de la forma del impulsor

b_2 = Ancho del impulsor a la salida

n = Velocidad de rotación del impulsor en R.P.M.

D_2 = Diámetro del impulsor a la salida

Substituyendo éstos valores en la relación (7), obtenemos:

$$U_{th \infty} = \frac{1}{\pi} \left(\eta^2 D_2^2 - \frac{\kappa \times \kappa \times \eta^2 D_2^2}{b_2 \tan \beta} \right) \quad \text{----- (8)}$$

Por un diámetro D_2 determinado, si n es constante, la gráfica de la ecuación (8) depende del valor que se asigne al ángulo β_2 a la salida de los álabes, se pueden presentar entonces los tres casos siguientes (Figura 5):

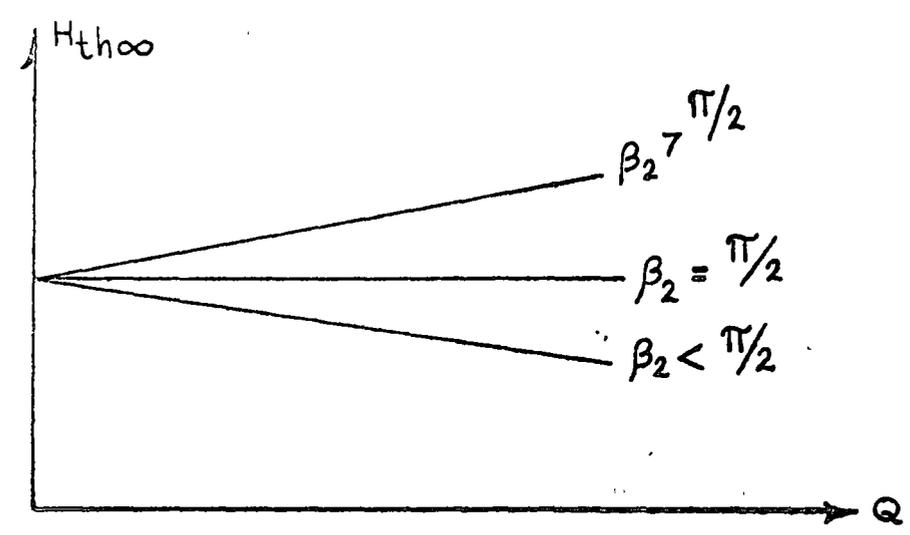


Fig. 5).- Gráfico de la función $H_{th\infty}(Q)$ para los 3 valores posibles de β_2

- 1º).- Si $\beta_2 < \frac{\pi}{2}$ el álabe a la salida es curvado hacia atrás. La pendiente es positiva.
- 2º).- Si $\beta_2 = \frac{\pi}{2}$ el álabe termina radialmente la pendiente es nula.
- 3º).- Si $\beta_2 > \frac{\pi}{2}$ el álabe es curvado hacia adelante.

La expresión de $H_{th\infty}$ en la forma dada por la ecuación (8) supone una aplicación estricta del teorema de cantidad de movimiento (ecuación de Euler) al impulsor estudiado, es decir se supone un número de --- álabes infinito. Para obtener la característica real de operación de la bomba, es necesario tener en cuenta los 2 factores siguientes:

- a).- El número de álabes no es infinito
- b).- Las pérdidas por fricción, en el interior de la bomba son importantes y pueden expresarse en función del cuadrado del gasto

La carga total H que proporciona la bomba al sistema, tomando en cuenta éstos factores, puede escribirse.

$$H = H_{th} \infty - IR - KQ^2 \quad (9)$$

en donde:

∞ es el valor de la influencia del número finito de álabes. La gráfica de la ecuación (9) presenta tres casos posibles, según el valor del ángulo β_0 ;

- 1º).- Si $\beta_0 > \frac{\pi}{2}$ las curvas $H(Q)$ para "n" constante, presentan un valor máximo antes de descender, la parte ascendente corresponde a una zona de operación que puede dar lugar al nacimiento de una inestabilidad del funcionamiento (Fig. 5A)
- 2º).- Si $\beta_0 \leq \frac{\pi}{2}$ las curvas $H(Q)$ son siempre descendentes y por lo tanto no presentan el inconveniente señalado.

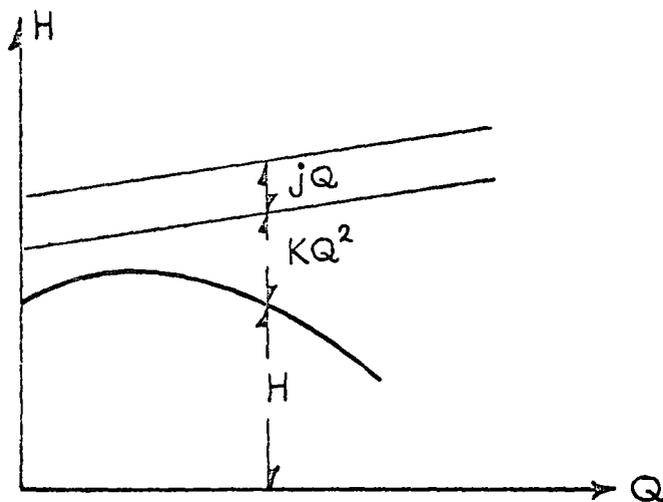


FIG.5A
Curva de Operación cuando $\beta_2 > \frac{\pi}{2}$

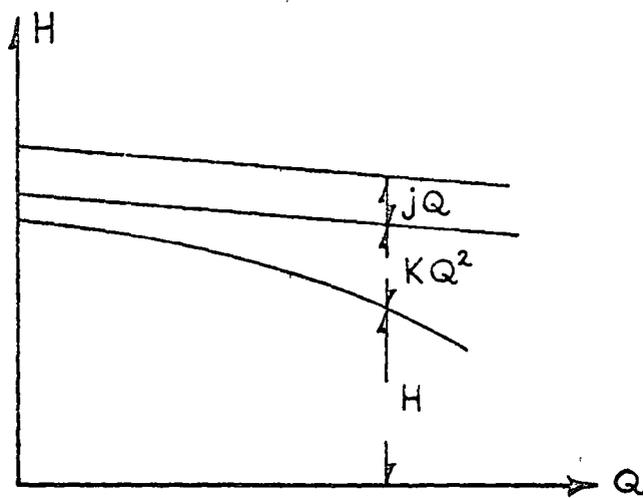


FIG.5B
Curva de Operación cuando $\beta_2 \leq \frac{\pi}{2}$

La función $H(Q)$ se llama "curva característica" de la turbo-bomba. Cuando varía el diámetro de salida del impulsor radial (D_2), tratándose de impulsores radiales tipo cerrado, ya que los semiabiertos y axiales tipo hélice tienen un comportamiento diferente, para cada valor del mismo se obtienen curvas paralelas a la anterior, lo mismo se obtiene si D_2 se mantiene constante y se hace variar la velocidad de rotación (n).

Como los valores jQ y KQ^2 de la ecuación (9) son valores empíricos, los fabricantes se ven obligados a determinar las curvas características de cada modelo de bomba, en laboratorios de ensayo. Se acostumbra sobreponer a éstas curvas las de: potencia al freno VS. Caudal $P_f(Q)$ y eficiencia VS. Caudal $\eta(Q)$ así como la curva MSPR (Q) , en la figura (6) y (7) se observan las curvas características para n constante.

PERFORMANCE 7" FIG. 5814 1750 R.P.M.
5824

HYDRAULIC PERFORMANCE IS CONTINGENT ON FURNISHING THE PUMP WITH SPECIFIED AMOUNT OF CLEAR, FRESH, NON-AERATED WATER NOT TO EXCEED 85° F.

IMPELLER D4D1E

SOLIDS

REFERENCE 49768CP

8-30-62 EQUIVALENT
KD/GF 49936CP

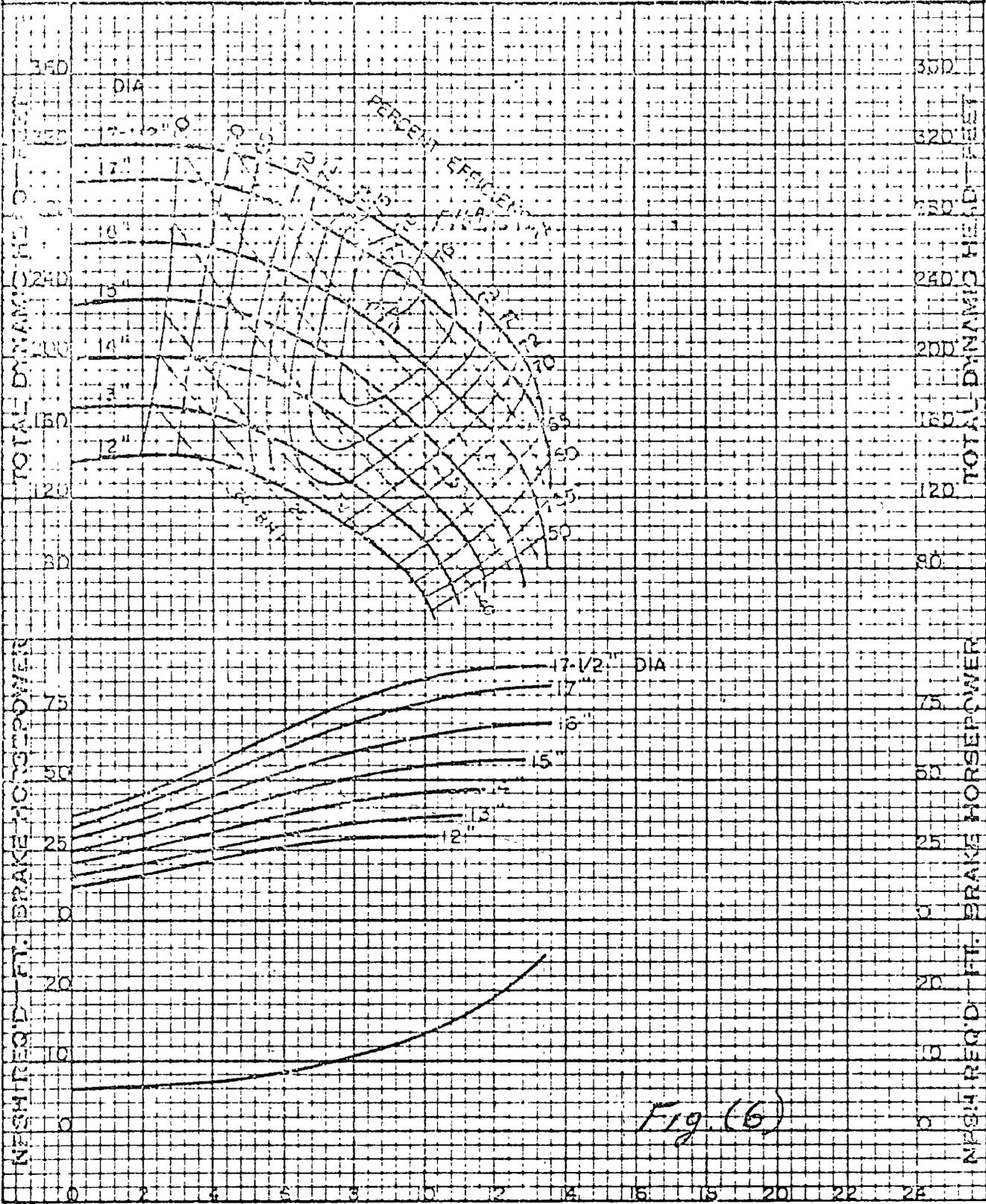


Fig. (6)

5400
PERFORMANCE

5"
5413
5423
5433
5443

1750
RPM

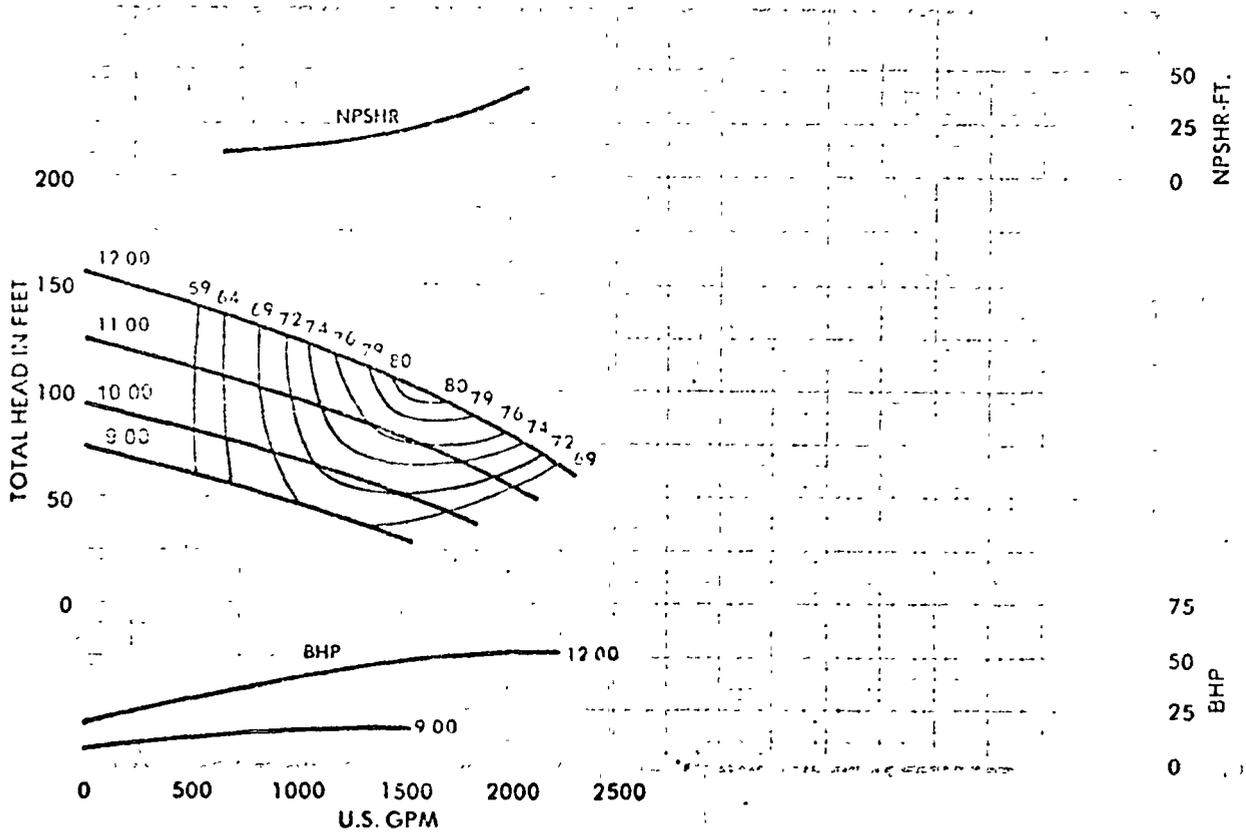
MAX. SPHERE
3"

SUCTION SIZE
423.5"
OR 5" OR 6"

IMPELLER
T5C1A

EYE AREA
19.60 SQ. IN.

NO. OF VANES
2



6"
5413
5423
5433
5443

1750
RPM

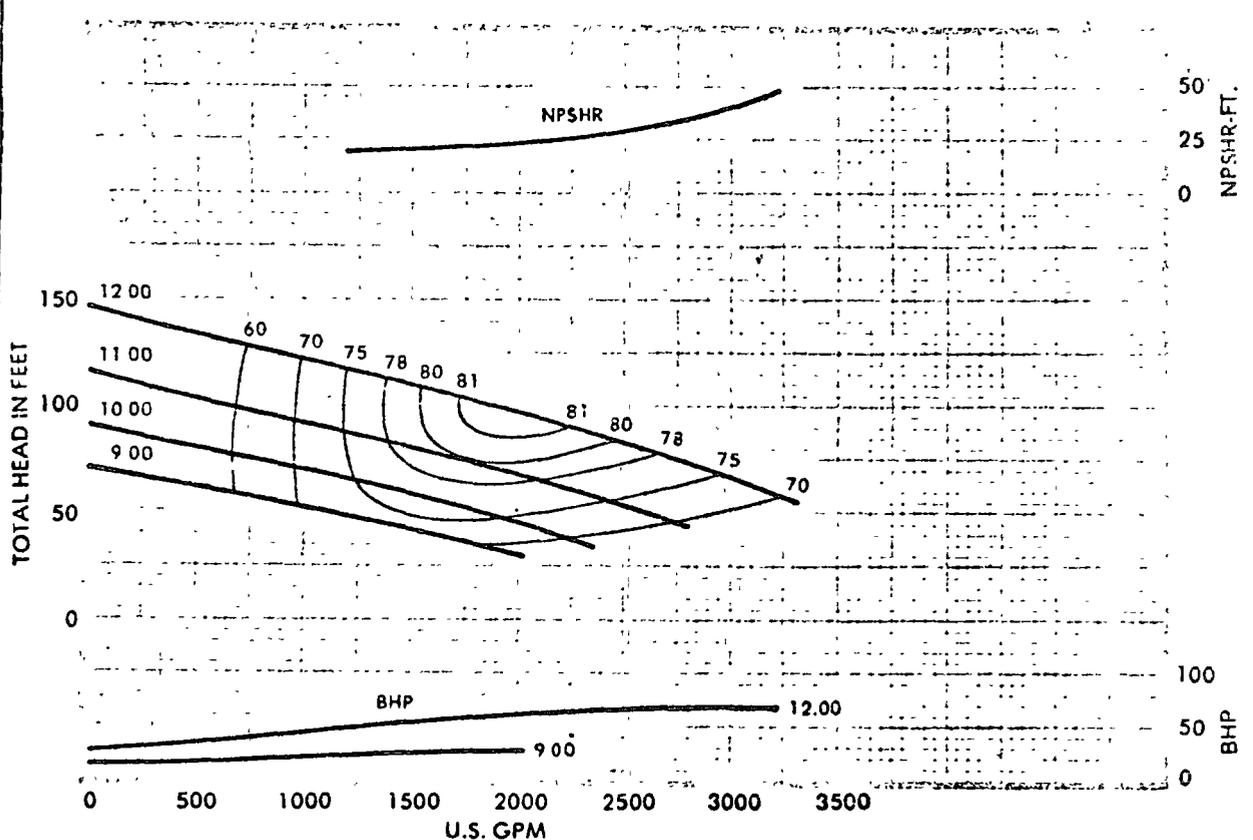
MAX. SPHERE
3"

SUCTION SIZE
5423 6"
OTHER. 8"

IMPELLER
T6C1C

EYE AREA
28.30 SQ. IN.

NO. OF VANES
2



SECCION 6.2).- DEFINICION DE TERMINOS:

En la instalacion de una turbo-bomba, se distinguen dos valores principales; la carga estatica total (HE) y la carga total (H) tambien llamada por algunos autores, carga dinamica total o altura manometrica total.

La carga estatica total es el desnivel (o diferencia de costas) entre el plano del liquido (superficie libre) en el lado de succion y el plano del liquido en la descarga (puntos 1 y 2 en la figura 8A y 8B.

La carga total (H), que resulta de aplicar la ecuacion de Bernoulli (para flujos reales) entre los puntos 1 y 2 de las figuras 8A y 8B, tomando como plano de referencia el plano perpendicular al dibujo y que pasa por el ojo del impulsor, es igual a la suma algebraica de las magnitudes siguientes:

- 1.- Carga estatica total (HE) en m. o pies.
- 2.- La suma de perdidas de carga por friccion (incluyendo las perdidas menores) en la tuberia de succion y descarga.
- 3.- La carga de velocidad en la descarga ($v^2/2g$).

La ecuacion general (para ambos casos de instalaciones) resulta ser:

$$H = h_d + h_s + \sum h_{f_d} + \sum h_{f_s} + v^2/2g$$

(En m. o pies de columna de agua)

En esta relacion tenemos:

- H = Carga total en m. o pies
- h_d = Carga estatica de descarga, en m. o pies
- h_s = Carga estatica de succion, en m. o pies.

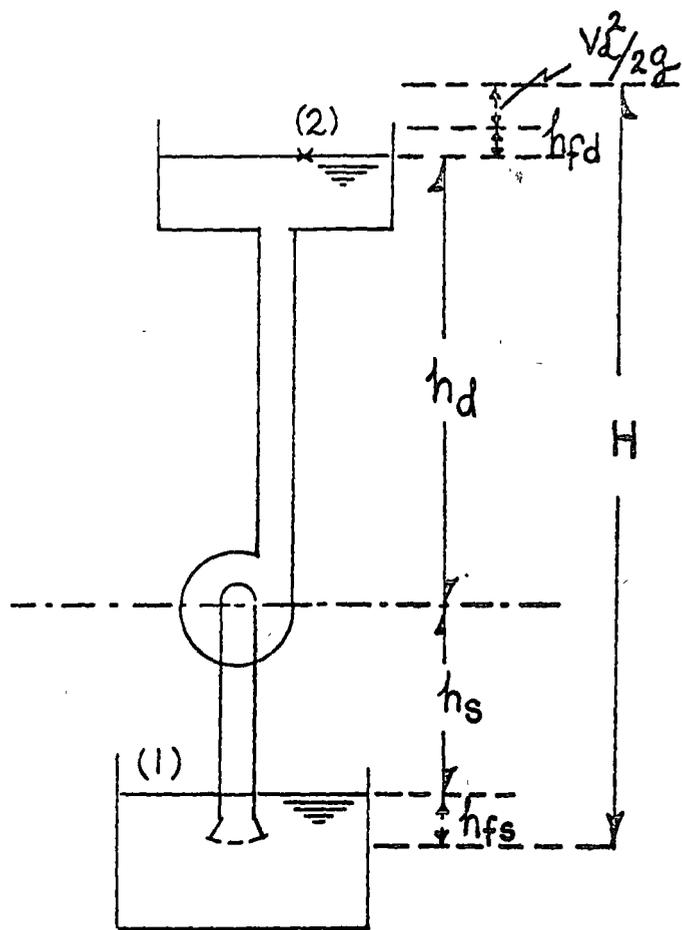


FIG. 81.- Bomba centrífuga instalada con carga de succión negativa (elevación de succión).

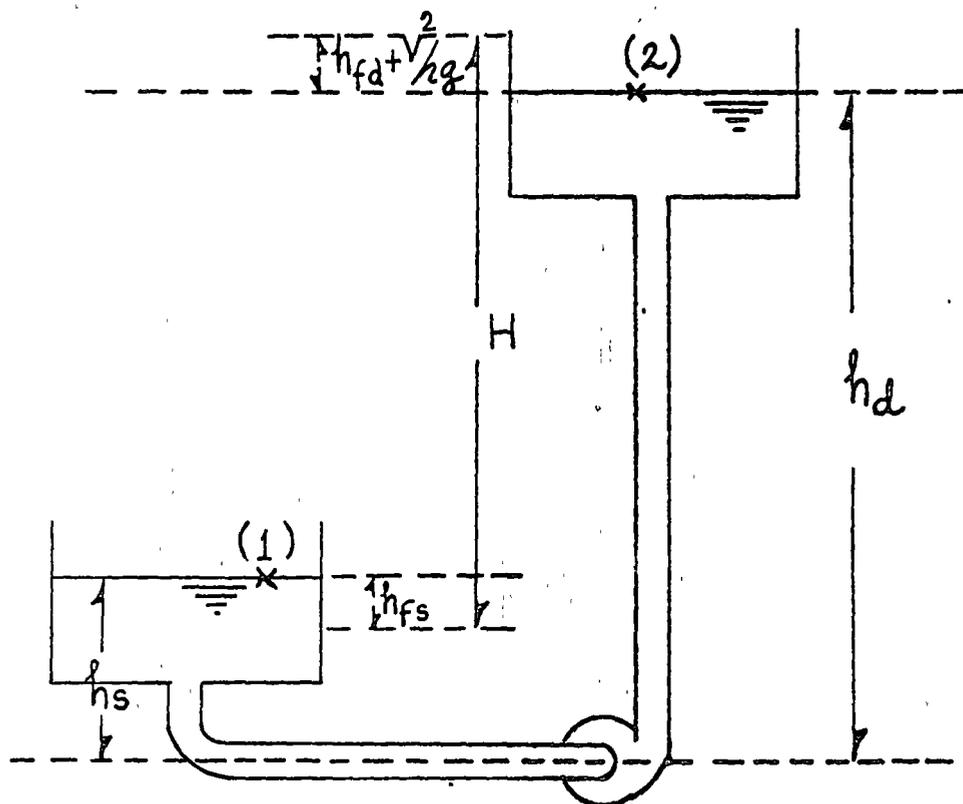


FIG. 82.- Bomba centrífuga instalada con carga de succión positiva (altura de succión).

$\sum h_{f_d}$ = Suma de pérdidas de carga por fricción en la descarga (incluyendo las pérdidas menores).

$\sum h_{f_s}$ = Suma de pérdidas de carga por fricción en la succión (incluyendo las pérdidas menores).

$v^2/2g$ = Carga de velocidad en la descarga.

6.2-4).- Carga de succión positiva neta: ó (NPSH)

La figura (No.9) Gráficamente representa una instalación típica de bombeo. Todas las alturas están indicadas en pies arriba de la presión cero absoluta. Esta figura (No.9) muestra dos líneas, la línea sólida es la llamada Gradiente Hidráulico ($p/\gamma + z$) y la línea punteada es el gradiente de energía total ó la suma de cargas de presión más energía cinética. El perfil de presión debe seguir la ley de Bernoulli de conservación de la energía.

Aplicando la ley de Bernoulli entre los puntos 1 y 3 obtenemos.

$$\frac{p_1}{\gamma} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_3}{\gamma} + \frac{v_3^2}{2g} + z_3 + \sum h_{f_{1-3}}$$

$$v_2 = 0$$

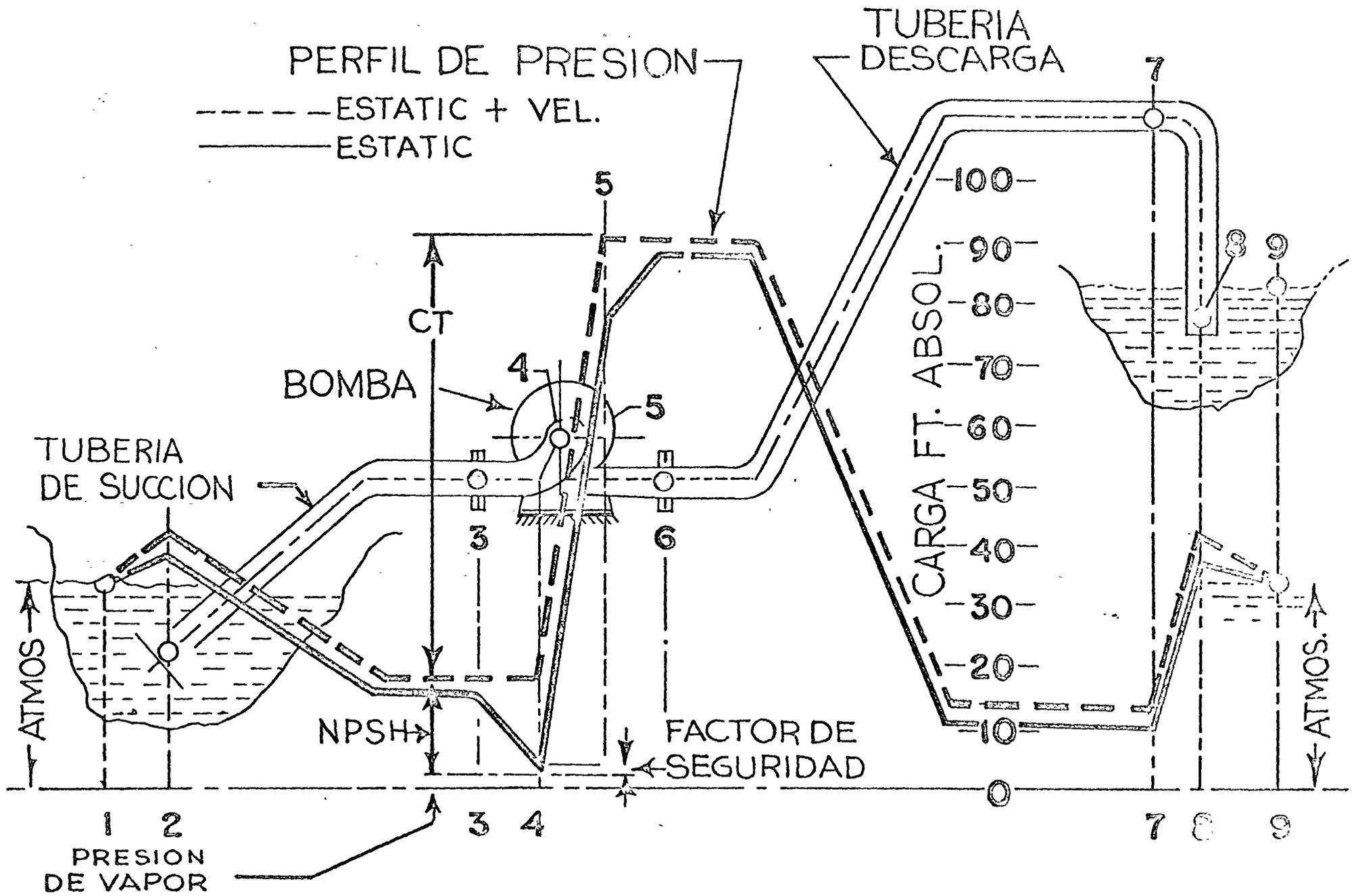
$$p_1 = 0 \quad (\text{presión manométrica})$$

$\frac{p_1}{\gamma}$ entonces:

$$\frac{p_3}{\gamma} = z_1 - z_3 - \sum h_{f_{1-3}} - \frac{v_3^2}{2g}$$

$$\frac{p_3}{\gamma} = z_1 - (z_3 + \sum h_{f_{1-3}} + \frac{v_3^2}{2g})$$

Tomando la ley de Bernoulli entre los puntos 1 y 4 tenemos:



TIPICA INSTALACION DE BOMBEO

$$\frac{P_u}{\gamma} = Z_1 - (Z_u + \sum h_{f_{1-u}} + V \frac{b}{2g})$$

En ambas relaciones observamos que, a la entrada del impulsor la carga de presión $\frac{P_u}{\gamma}$ es negativa (menor valor que la presión atmosférica local) y que el vacío ocurre cuando la presión se aproxima a la presión del vapor. Es decir, la energía total arriba de la presión de vapor es la suma de la presión y la carga de velocidad en el punto $u; (\frac{P_u}{\gamma} + V \frac{b}{2g})$, de aquí se infiere también que, la velocidad es máxima y la presión es reducida.

Se define como "Carga neta de succión positiva" (CSPN ; NPS"). A la energía necesaria para conducir un caudal dado á través de la tubería de succión hasta los álabes del impulsor. Distinguimos la CSPN disponible y la CSPN requerida.

La CSPN disponible depende unicamente de las dimensiones y forma de la instalación en el lado de la succión, se calcula, según el tipo de instalación, por la relación siguiente:

$$CSPN \text{ Disp.} + h_a = h_s + \sum h_{f_s} + h_{pv}$$

en donde:

$$h_a = \frac{p_a}{\gamma} = \text{Carga de presión atmosférica local.}$$

$$h_s = \text{Carga estática de succión (-)}$$

$\sum h_{f_s}$ = pérdida de carga por fricción en tubería recta y accesorios, en el lado de succión.

$$h_{pv} = \frac{p_v}{\gamma} = \text{Carga de presión de vapor}$$

La CSPV Req., es la energía con que debe entrar el líquido en los álabes del impulsor, para que la bomba funcione correctamente; su valor es función de la velocidad específica (n_s) y de las características constructivas del impulsor. Los fabricantes incluyen la gráfica CSPVR(0) correspondiente dentro de las curvas características de la bomba.

NOTA: Al diseñar una instalación de bombeo, es necesario revisar los valores de CSPND y CSPVR con objeto de que el primero sea igual o mayor que el segundo:

$$CSPND \geq CSPVR$$

En el caso contrario, se produce en la bomba seleccionada el conocido fenómeno de "CAVITACION"

6.3).- Curvas de un sistema de bombeo.
(Criterio de Selección de Turbo-bombas)

Como vimos en la sección 6.1, en una instalación de bombeo, tenemos lo que llamamos la característica del conducto, definido por la relación 2;

$$H = h_f + KQ^2 \quad \text{--- -- -- -- -- (2)}$$

y la característica de operación de la turbo-bomba, definida por la ecuación (9);

$$H = H_{th\infty} - JQ - KQ^2 \quad \text{--- -- -- -- -- (9)}$$

La selección adecuada (óptima) de un equipo de bombeo, para una necesidad determinada será la intersección de la característica del conducto, con la familia de curvas dada por la relación (9), la cual --

a).- Viscosidad

b).- Tipo de impulsión (motor eléctrico ó combustión interna)

1).- No. de unidades (ver anexo 1)

En el caso 2).- información necesaria para la correcta selección y dimensionamiento de éste tipo de bombas, dado que se instalan en cárcamos de bombeo, normalmente diseñados de antemano, será:

1.- Elevación del piso de máquinas

2.- Elevación del fondo del cárcamo

3.- Mínimo nivel del agua

4.- Tipo de descarga (sobre ó bajo superficie)

5.- Capacidad deseada (GPM ó LPS)

6.- Carga estática;

7.- Pérdidas por fricción en la línea de descarga incluyendo las pérdidas menores.

8.- Carga de bombeo (suma de los incisos 6 + 7)

9.- Tipo de impulsión (motor eléctrico)

10.- Suministro de potencia eléctrica (3 fases, 60 cps. 440 Volts)

11.- Velocidad (RPM) de operación deseada

CASO 3).- La información requerida en éste caso la podemos listar en la forma siguiente:

1).- Diámetro interior del ademe

2).- Nivel estático

3).- Abatimiento

4).- Nivel dinámico

5).- Elevación (Por encima del eje de la descarga)

6).- Pérdidas por fricción (en la columna de descarga, y en la línea

de descarga incluyendo (perdidas menores)

7).- Carga total (suma de 4 + 5 + 6)

8) Profundidad del pozo

9).- Velocidad de operación de la bomba

10).- Capacidad (GPM ó LPS)

/6.5.-APLICACIONES.

EJEMPLO No.1.-Selección de bombas centrifugas horizontales.

Tiempo de operación : 24 hrs. diarias (6 meses por año).

Servicio : Bombas de condensado.

No. de unidades : 2(dos).

Capacidad deseada : 1100.00 GPM (69.40 Lps).

Presión descarga : 62 psig (4.37 Kg/cm²)

Presión succión : 3 psig (0.21 Kg/cm²).

Presión diferencial: 59 psi (4.16 Kg/cm²).

Carga total : 136.29~~x~~ Fts.

Temperatura liquido: 200°F (β 93°C)

Densidad relativa ATB: 0.963

Presión de vapor ATB : 11.53 psia (26.63 Fts).

Velocidad deseada : 1800 RPM

Motor eléctrico ;3 fases, 60cps, 440 v.

SELECCION. En la curva anexa, Figura No. 1.1; centrifuga horizontal modelo 5814-5" tipo caja partida, para el caudal deseado y la carga total-dada, el punto de operación se obtiene en la curva correspondiente al --- recorte de impulsor de 13¹/₄", efeciencia 77.5%

==Cálculo de la potencia requerida (Bhp).==

La potencia requerida (al freno) se calcula por la conocida relación;

$$\text{Bhp} = \frac{\text{GPM} \times \text{Fts} \times \text{S. g}}{3960 \times \text{eficiencia}} \dots\dots\dots (1.1)$$

Sustituyendo valores;

Pot. Req. = 47.04Bhp

PERFORMANCE 5" FIG. 5814 1750 R.P.M.
5824

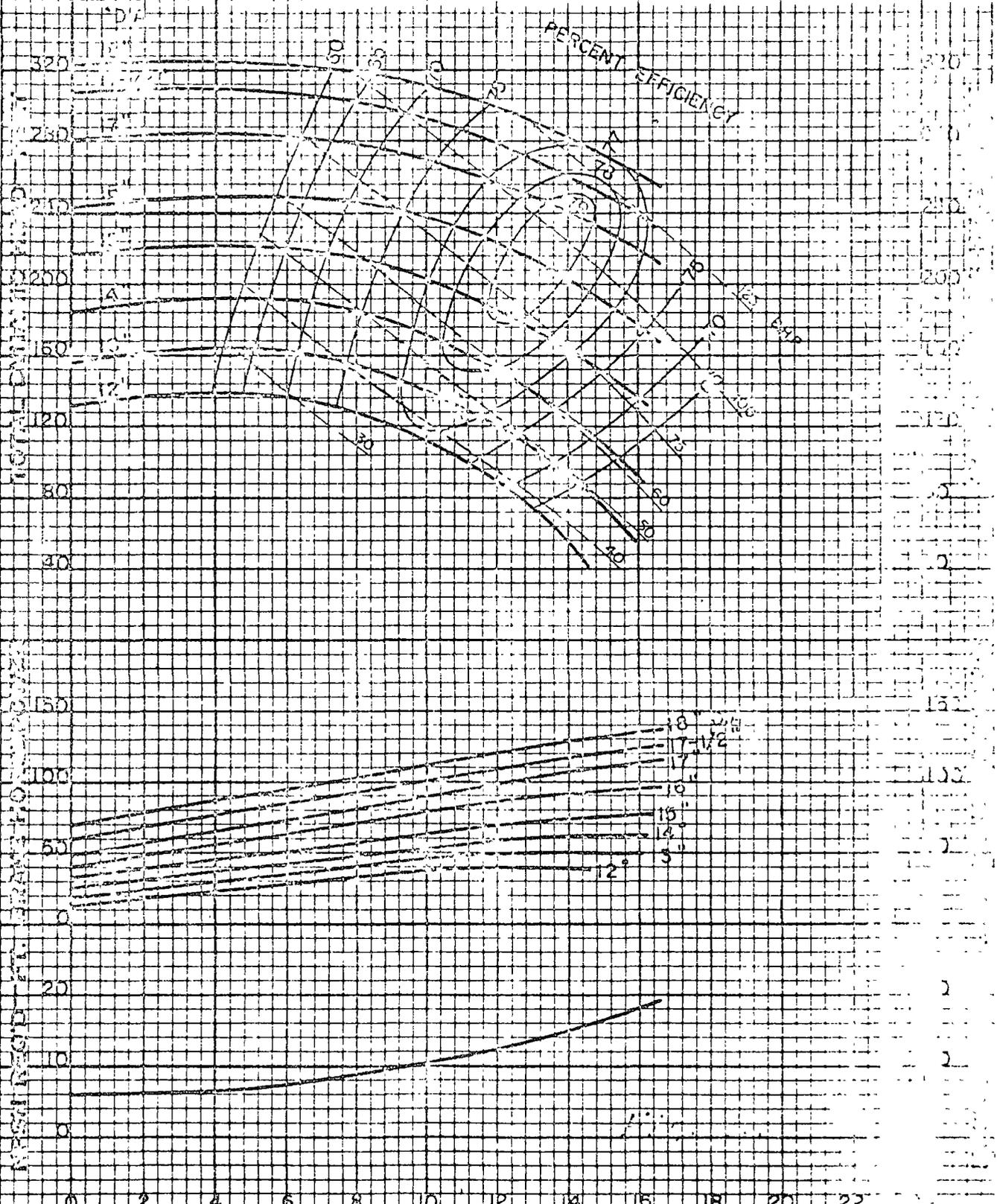
HYDRAULIC PERFORMANCE IS CONTINGENT ON FURNISHING THE PUMP WITH SPECIFIED AMOUNT OF CLEAR, FRESH, NON-AERATED WATER NOT TO EXCEED 85° F.

IMPELLER D5D1F

SOLIDS

REFERENCE 49770CP

9-30-62
49933CP
- EQUIVALENT



PERFORMANCE 4" FIG. 5814 1750

5824

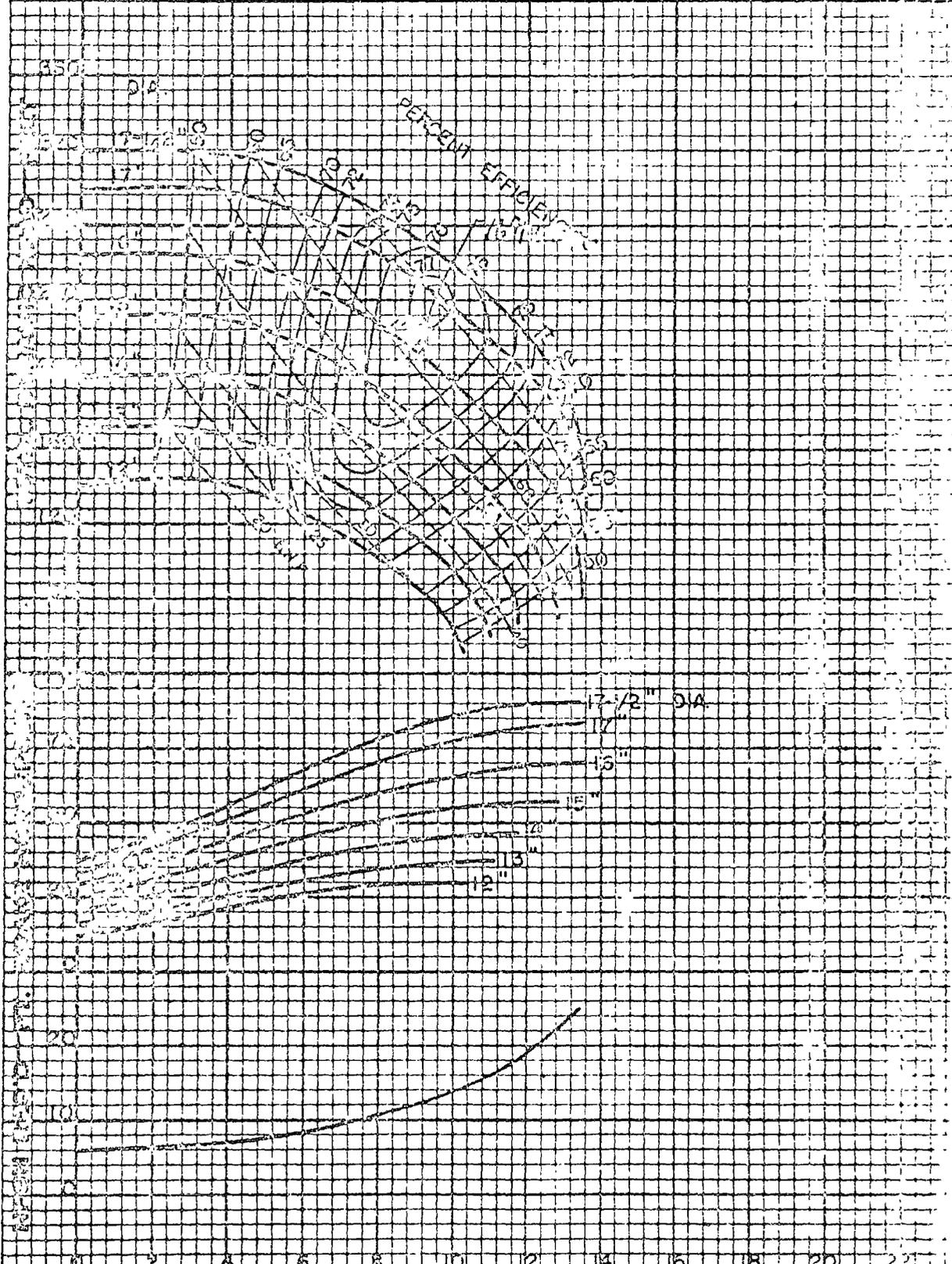
HYDRAULIC PERFORMANCE IS CONTINGENT ON FURNISHING THE PUMP WITH SPECIFIED AMOUNT OF CLEAR, FRESH, NON-AERATED WATER NOT TO EXCEED 85° F.

IMPELLER D4D:2

SOLIDS

REFERENCE 4, 1753

E-30-52 EQUIVALENT 49936CP



Deberá acoplarse ésta bomba a un motor eléctrico horizontal de 50 HP, 4 polos
60 cps, 3 fases, 440 Volts.

REVISION DEL LADO DE LA SUCCION

Las bombas trabajarán al nivel del mar

$$h_a = \frac{33.9'}{0.963} = 35.20'$$

La presión en la succión es;

$$h_s = 3 \times 2.31 = 6.93'$$

La presión de vapor vale;

$$h_{p v} = \frac{11.53 \times 2.31}{0.963} = 27.65'$$

La CSPN Disp. se calcula con la relación siguiente;

$$CSPND = h_a + h_s - h_{pv}$$

$$\text{Luego } C S P N D = 35.20 + 6.93 - 27.65$$

$$C S P N \text{ Disp.} = 14.48'$$

de acuerdo con la curva de operación fig. (9) la C S P N R = 12' en consecuencia;

$$C S P N D > C S P N R$$

y la bomba no cavitará

PRESENTACION DE RESULTADOS:

De acuerdo a los datos proporcionados por el usuario, a continuación se presentan los resultados de selección :

2 Bombas centrífugas horizontales, marca Fairbanks Morse tipo caja partida, modelo 5814-5" acoplada mediante base y cople flexible marca FALK a motor eléctrico horizontal marca Fairbanks Morse, abierto a prueba de goteo de 50 HP, 4 polos, 1760 RPM, 3 fases, 60 cps, 440 Volts, cada uno de éstos equipos es capaz --

de proporcionar las siguientes características de operación;

Capacidad:	1100 G. P. M. (69.40 .L. P. S.)
Carga total:	136.29'
Eficiencia:	76%
Potencia Req:	47.97 Bhp
Velocidad de Operación:	1760 R. P. M.
C S P N Requerida:	12'
C S P N Disponible:	13.93'
Diámetro de impulsor:	13-1/4"

Ejemplo No. (2)

SELECCION DE BOMBAS VERTICALES TIPO HELICE:

Las características solicitadas por el usuario son:

1). - Elevación piso de máquinas	162'
2). - Elevación fondo cárcamo	150'
3). - Nivel mínimo del agua	156'
4). - Codo tipo cerrado, descarga sobre la superficie :	
5). - Capacidad deseada	9000 GPM (568 LPS)
6). - Carga estática	19.00'
7). - Pérdidas por fricción en la línea de descarga y accesorios.	0.50'
8). - Carga total bombeada	19.50'
9). - Tipo de motor: eléctrico, 3 fases, 60 cps, 440V	
10). - Velocidad deseada:	117 RPM máximo

Para determinar la carga total (CT), debemos conocer la carga de velocidad y ésta depende de; la capacidad (GPM) y del valor del diámetro del codo de descarga usado (ver gráfica 1). Los valores de la carga de velocidad y carga total para las varias combinaciones posibles son;

	DIAMETRO CODO DE DESCARGA		
	16"	18"	20"
Carga bombeada	19.5'	19.5'	19.5'
Carga de velocidad (gráfica 1)	3.5'	2.15'	1.4'
Carga total	<u>23.0'</u>	<u>21.65'</u>	<u>20.9'</u>

Las selecciones posibles son;

A). - Codo de descarga de 16" - 9000 GPM - 23'.0 CT

Selección:

Bomba hélice No. 14 figura 6360 con 1 impulsor modelo A-371.5-T a 1170 RPM. capacidad real 9600 GPM, 23' CT - 80.5% de eficiencia, potencia requerida; 69.26 Bhp (fig. 6.6.2) a 1170 RPM

B). - Codo de descarga de 18"

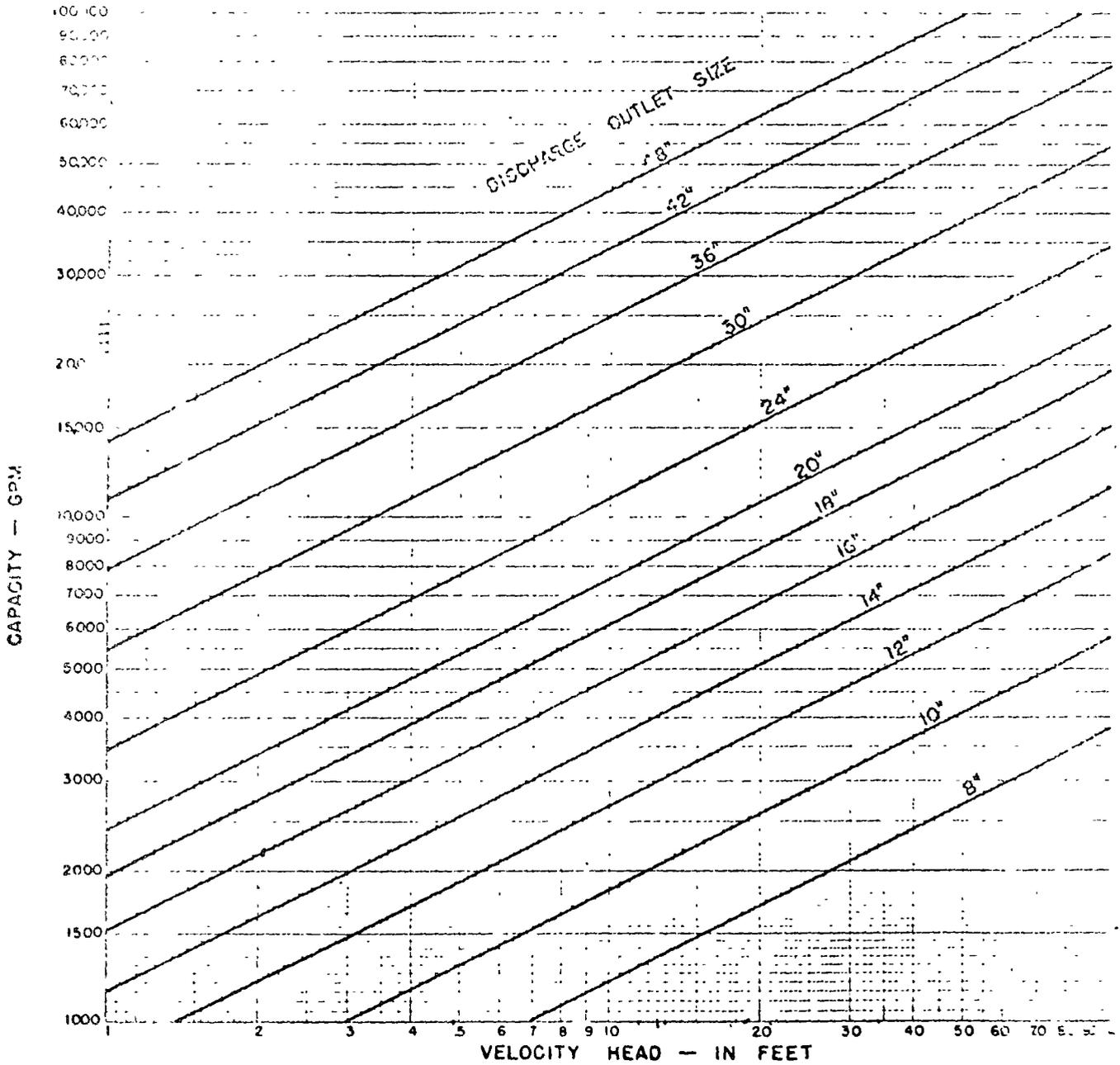
Bomba flujo axial No. 18-figura 6310 con un impulsor modelo A-382, capacidad real 9050 GPM - 21.65'; 85.3% de eficiencia, potencia requerida 58 Bhp a 1170 RPM

C). - Codo de descarga de 20"

Bomba flujo mixto No. 14 figura 6360 con un impulsor modelo A-372-T a 1170 RPM capacidad real 9100 GPM a 20.9' - 83.2% de eficiencia, potencia requerida 57.72 Bhp.

VELOCITY HEAD CHART
FIGURE 600 PUMPS

GRAFICA



D).- Codo de descarga de 20"

Bomba flujo axial No. 20 figura 6310 con un impulsor modelo A-359 a 880 RPM capacidad real 9100 GPM, 20.9' - 84.5% de eficiencia, potencia requerida - - 56.83 Bhp.

La selección A puede ser eliminada dado que esta unidad requeriría motor de 75 HP, cuando las soluciones B y C requieren solamente motores de 60 HP.

La selección D puede ser eliminada dado que es más costosa y la baja velocidad -- del mismo.

Para éste ejemplo permítasenos asumir que el menor precio es importante y entonces encontramos que la mejor selección es la "C"

$$\text{Potencia Requerida} = \frac{9100 \times 20.9}{3960 \times 0.832} = 57.7 \text{ HP}$$

Carga axial total (lbs) = (carga total x K t) + W en donde;

K t = Constante de carga hidraulica (ver tabla 2.1)

W = Peso de las partes rotatorias (Lbs) (ver tabla 2.1) substituyendo valores tenemos:

C A T = (62 x 20.9) + 180 = 1476 lbs. con el valor de la potencia requerida y CAT, en la tabla 2.2, a 1170 RPM, seleccionamos la flecha de transmisión de 1-7/16" de diámetro finalmente se dimensiona la bomba de acuerdo a las dimensiones del cárca-

mo disponible

- 1 The propeller pump performance shown is obtained by testing pumps with 10 feet of column including enclosed discharge elbow with 1/2 in. measurements taken in a horizontal discharge pipe at least three pipe diameters beyond the elbow flange.
- 2 Additional column losses should be added when settings are deeper than 10 feet, and/or for other discharge arrangements.
- 3 For velocity head refer to data page.

HYDRAULIC PERFORMANCE IS CONTINGENT ON FURNISHING THE PUMP WITH SPECIFIED AMOUNT OF CLEAN FRESH NON-AERATED WATER NOT TO EXCEED 85° F.

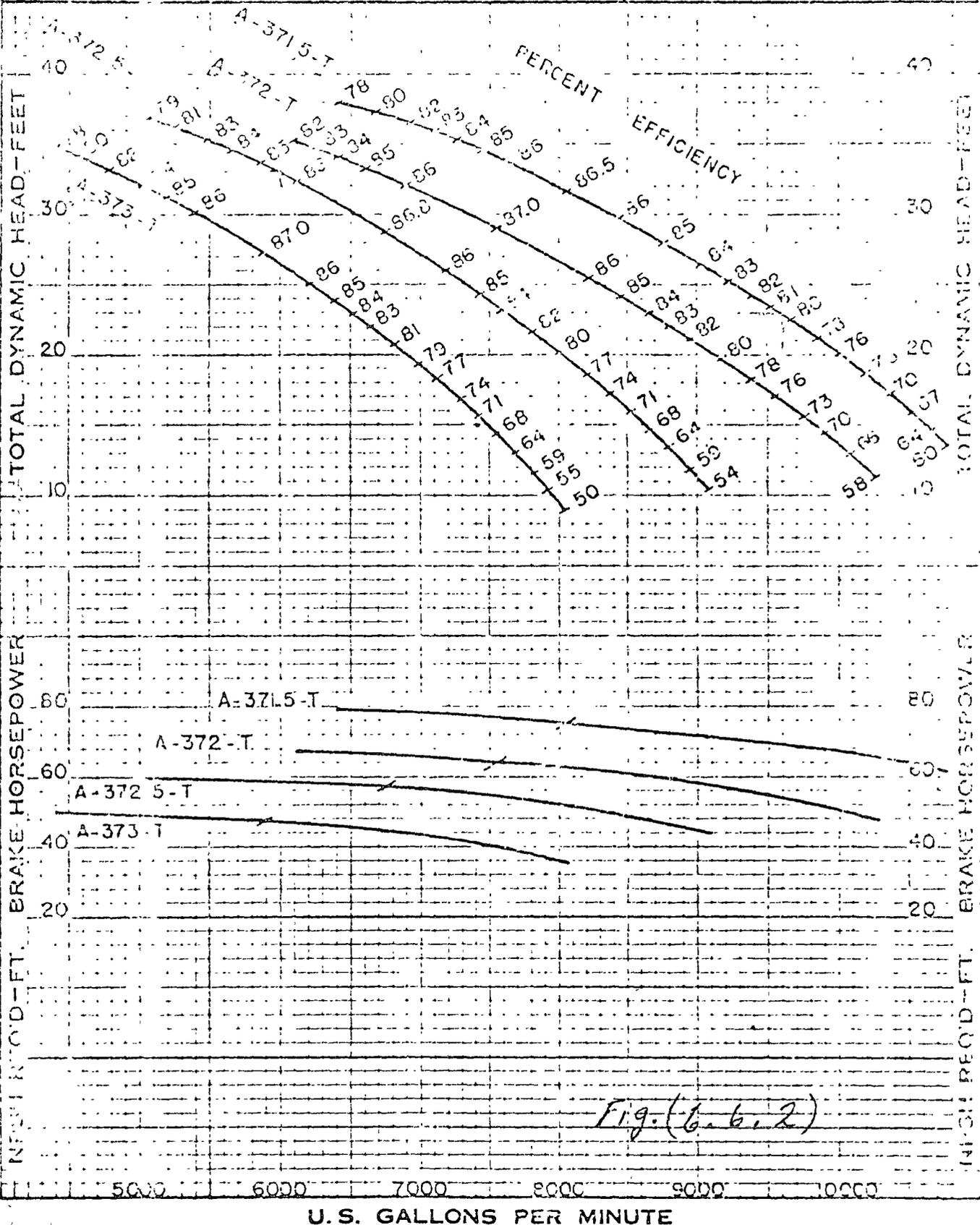


Fig. (6.6.2)

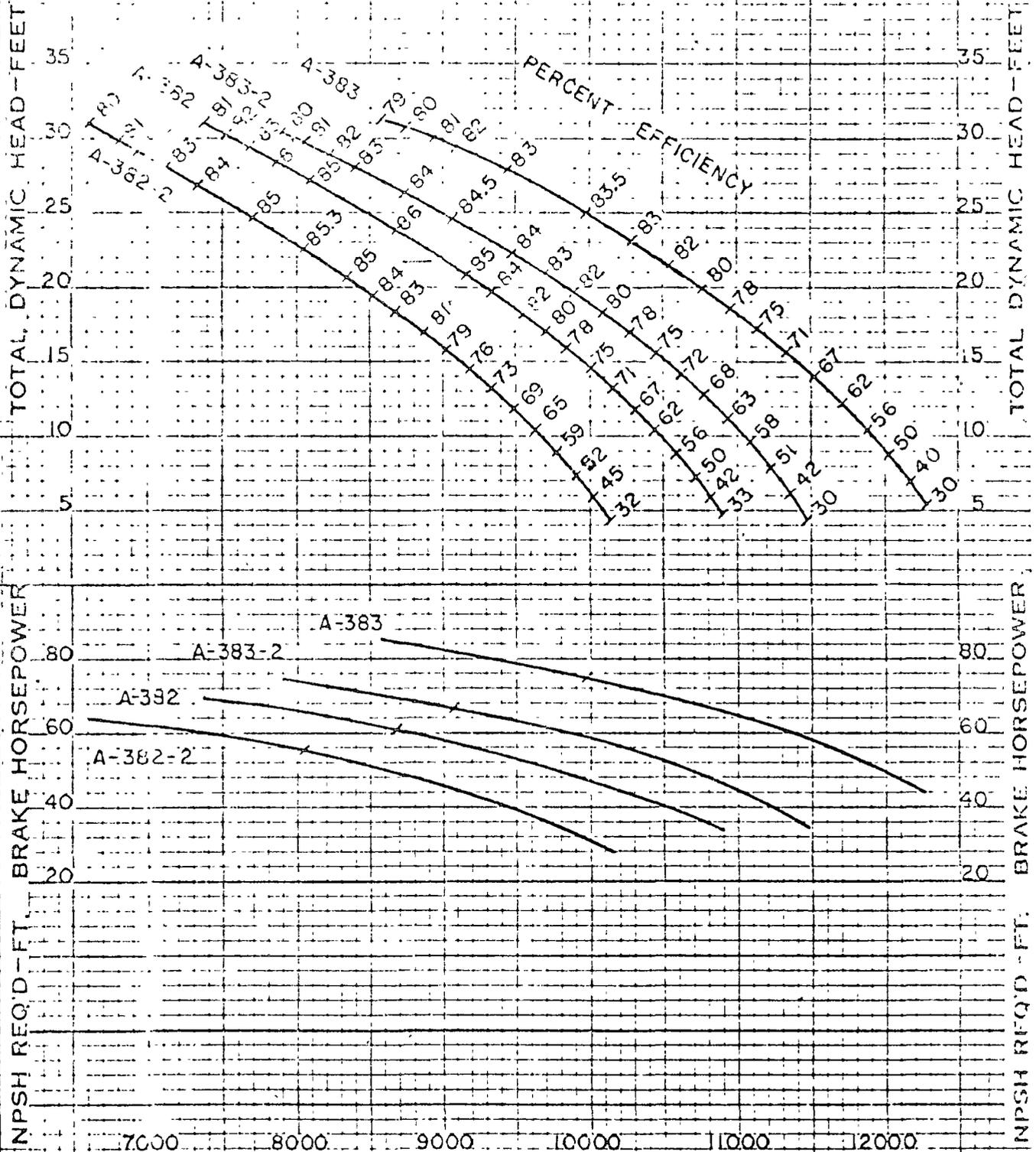
STAGE PERFORMANCE

10" FIG 5210

10" COLUMN 1170 RPM

- 1 The proper pump performance shown is obtained by testing pumps with 10 feet of column including enclosed discharge elbow with head measurements taken in a horizontal discharge pipe at least three pipe diameters beyond the elbow flange
- 2 Additional column losses should be added when settings are deeper than 10 feet, and/or for other discharge arrangements
- 3 For velocity head, refer to data page

HYDRAULIC PERFORMANCE IS CONTINGENT ON FURNISHING THE PUMP WITH SPECIFIED AMOUNT OF CLEAR, FRESH NON-AERATED WATER NOT TO EXCEED 85° F.



U.S. GALLONS PER MINUTE

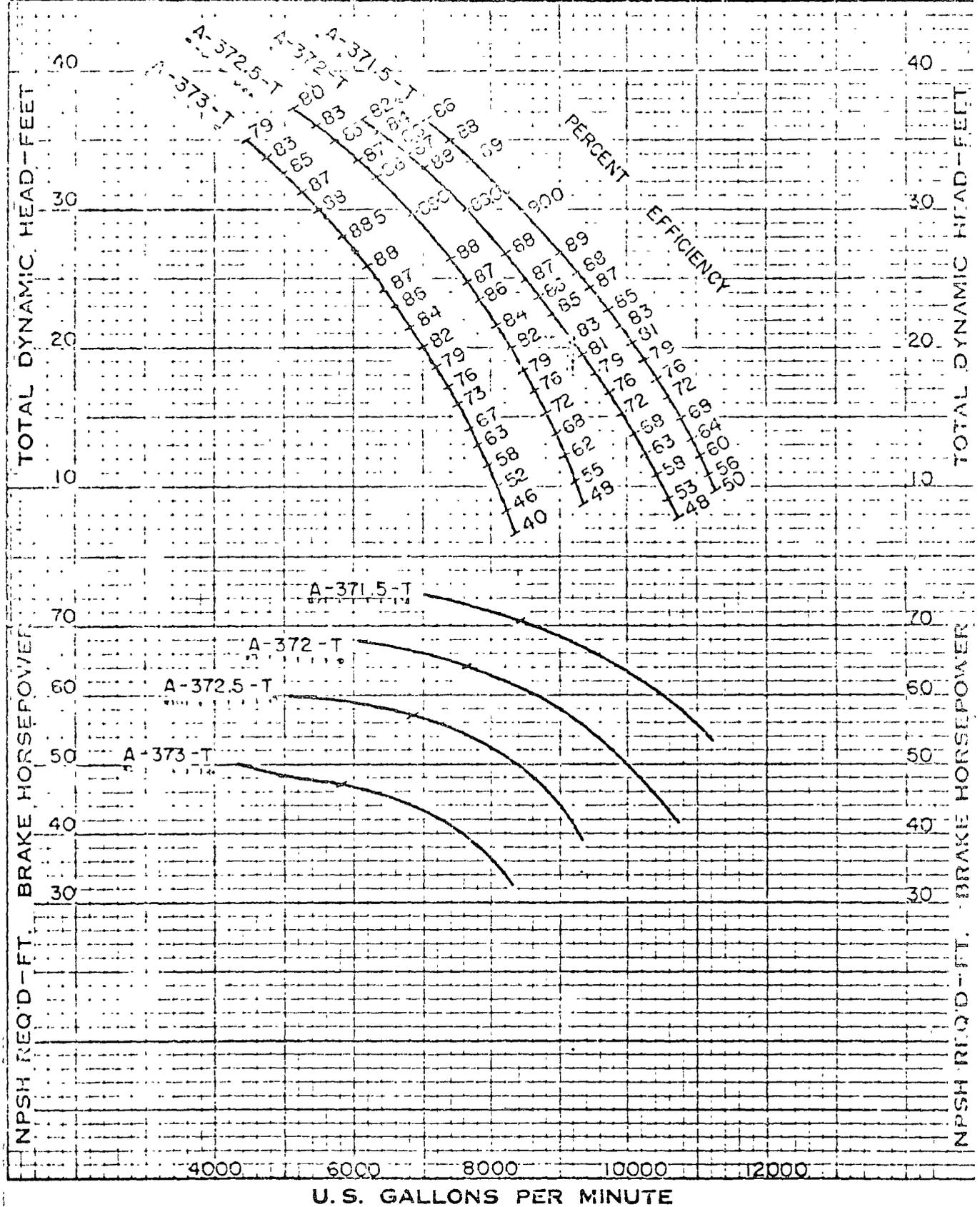
STAGE PERFORMANCE

FIG. 0530

20" COLUMN 1170 RPM

- 1 The propeller pump performance shown is obtained by testing pumps with 10 feet of column including enclosed discharge elbow with read measurements taken in a horizontal discharge pipe at least three pipe diameters beyond the elbow flange.
- 2 Additional friction losses should be added when settings are deeper than 10 feet, and/or for other discharge arrangements.
- 3 For velocity head, refer to data page.

HYDRAULIC PERFORMANCE IS CONTINGENT ON FURNISHING THE PUMP WITH SPECIFIED AMOUNT OF CLEAR, FRESH NON-AERATED WATER NOT TO EXCEED 85° F.



U.S. GALLONS PER MINUTE

STAGE PERFORMANCE

20" FIG 6310

20" COLUMN 360 RPM

- 1 The provided pump performance shown is obtained by testing pumps with 10 feet of column including enclosed discharge elbow with head measurements taken in a horizontal discharge pipe of least three pipe diameters beyond the elbow flange
- 2 Additional losses should be added when settings are deeper than 10 feet, and/or for discharge arrangements
- 3 For velocity data, refer to data page

HYDRAULIC PERFORMANCE IS CONTINGENT ON FURNISHING THE PUMP WITH SPECIFIED AMOUNT OF CLEAR, FRESH NON-AERATED WATER NOT TO EXCEED 85° F.

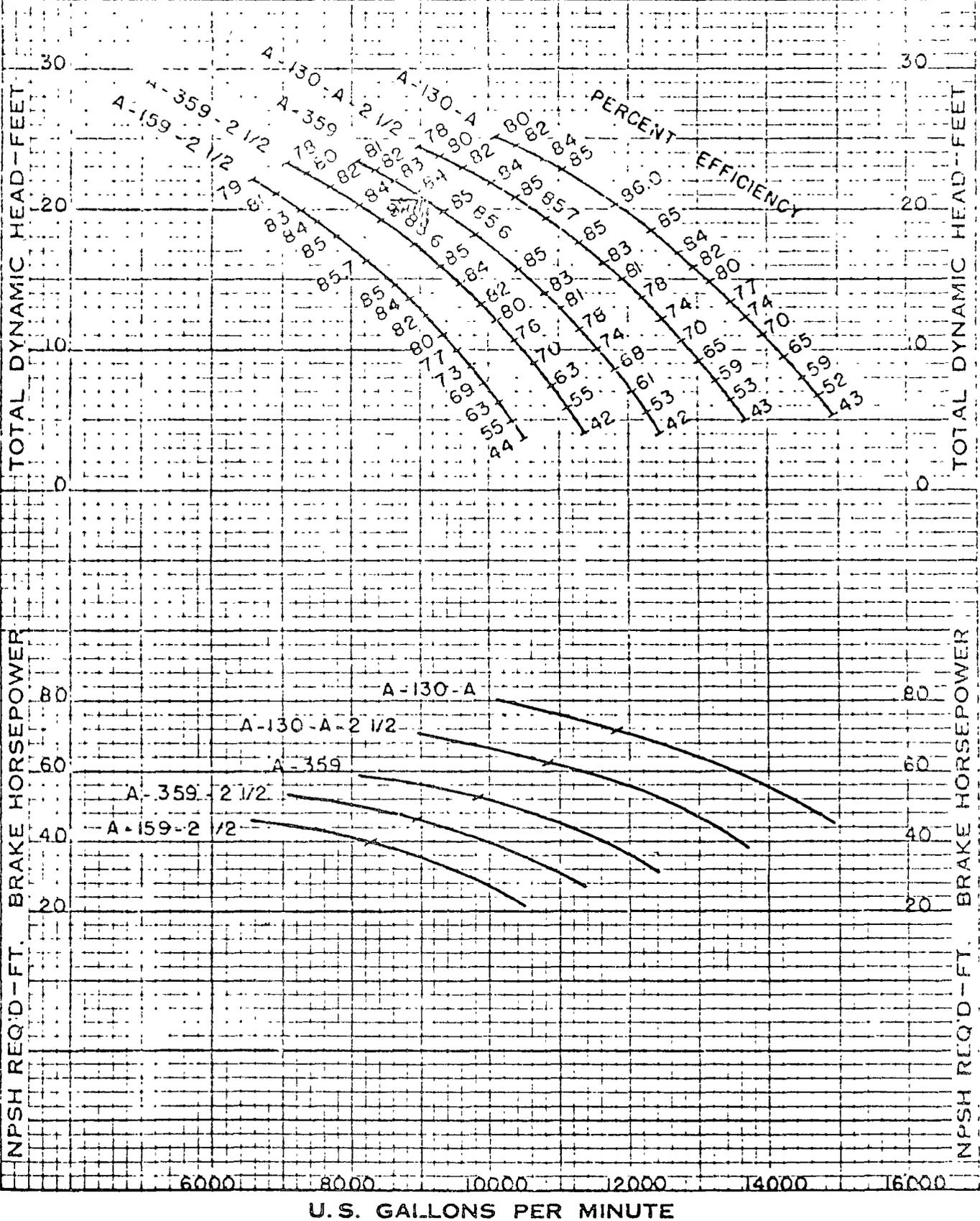


Tabla 2.1

FIG. 6310 constantes de carga axial

Diám. Bomba	Constante Carga Hidraulica K t	Peso de las partes rotatorias W (lbs)	
		10' Longitud	Adicionales 10' Longitud
8"	18	50	40
10"	26	70	40
12"	36	90	40
14"	50	120	60
16"	67	130	60
18"	87	170	80
20"	110	210	110
24"	150	350	140
30"	215	460	170
36"	320	600	210

FIG. 6360 Constantes de carga axial

Número Bomba	Constante Carga Hidraulica Kt	Peso de las partes roatorias W (lbs)	
		10' Longitud	Adicionales 15' Longitud
# 8	20	90	60
# 10	31	120	60
# 12	46	140	80
# 14	62	180	80
# 18	101	300	140
# 20	127	400	170
# 24	185	560	210

NOTA: Las pérdidas en el balero de carga del motor dependen del tipo de balero y de la carga total en el mismo. Los fabricantes de baleros indican la pérdida en un conlato angular del balero para ser aproximadamente de 0.0075 HP por 100 RPM y 1000 lbs. de carga axial.

Tabla 2.2 SELECCION DE FLECHAS DE TRANSMISION

Diam. Flecha	Potencia al freno permitida a las velocidades							Máxima carga axial (2)
	De 1770	1170	880	720	580	514	450	
1-3/16"	81.5	53.0	40.0	32.40	27.0	23.3	18.2	5400 #
1-7/16"	145.0	96.0	72.0	58.0	48.0	41.5	32.3	7900 #
1-11/16"	265.0	175.0	130.0	106.0	87.5	75.5	59.0	11700 #
1-15/16"	365.0	242.0	181.0	147.0	121.0	104.0	81.5	14700 #
2-3/16"	545.0	360.0	270.0	220.0	181.0	156.0	122.0	19200 #
2-7/16"	780.0	515.0	385.0	313.0	257.0	222.0	173.0	24400 #
2-11/16"		700.0	525.0	430.0	355.0	306.0	239.0	30000 #
2-15/16"		930.0	690.0	565.0	465.0	400.0	313.0	36200 #
3-3/16"		1210.0	915.0	725.0	605.0	520.0	405.0	42900 #

1).- Los valores mostrados son máximos absolutos de Bhp basados en que no excedan los valores de carga axial total indicados en la última columna.

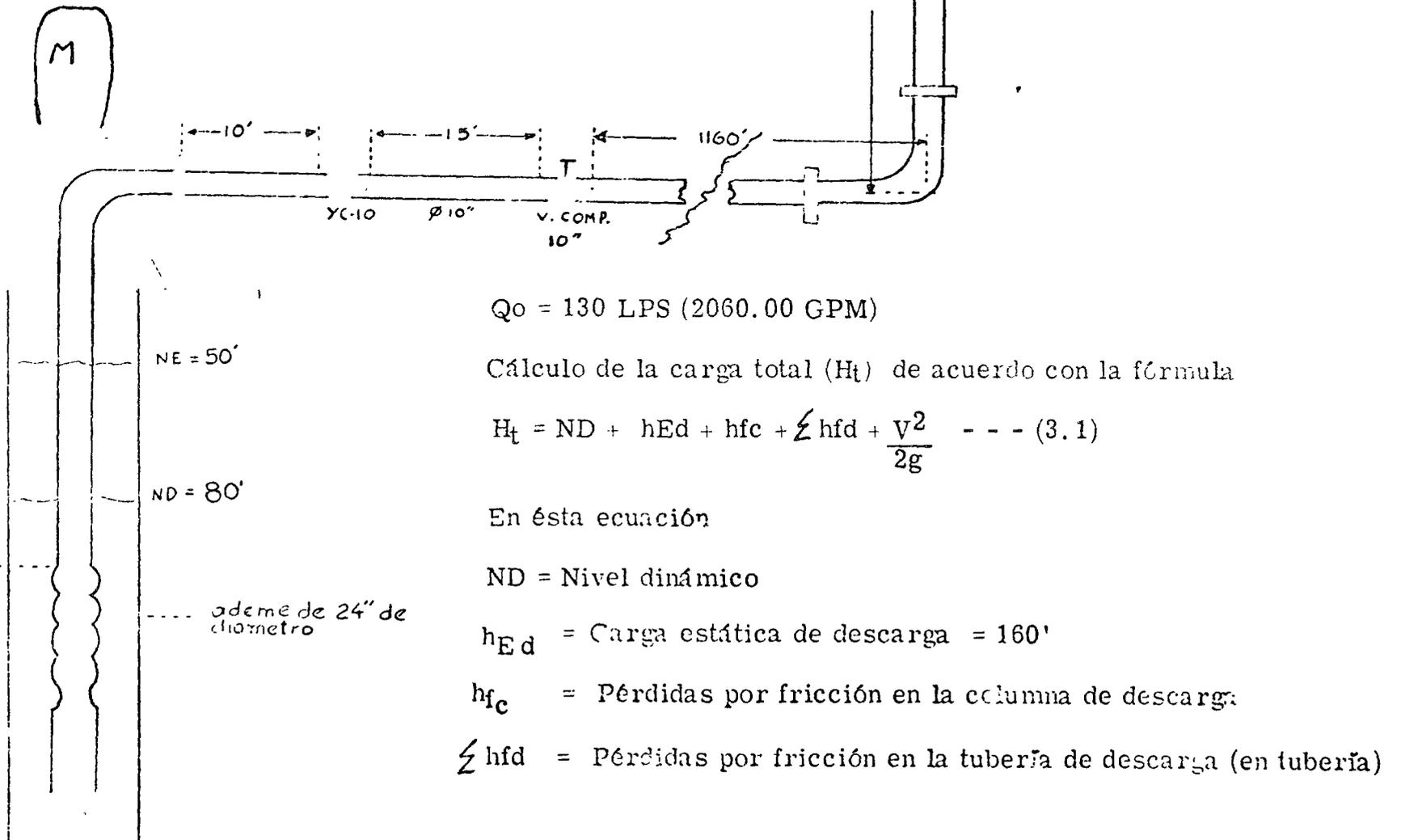
2).- Carga axial total = (Kt x carga total) + W

3).- La tabla de selección solo se aplica para flechas de transmisión de acero inoxidable tipo 416. Sin embargo, para 18-8 acero inoxidable ó monel, multiplicar los valores de Bhp mostrados por 0.83 Para tipo SS-316 usar 0.7 por los valores de Bhp. Los valores de carga axial total permitida són los mismos.

Tabla 2.3 Pérdidas mecánicas - flechas de transmisión lubricadas por agua ó -- aceite en Bhp por 100 ft de longitud de flecha.

Diám. Flecha	R		P		M		
	1770	1170	880	720	580	514	450
1-3/16"	0.86	0.57	0.43	0.35	0.29	0.25	0.22
1-7/16"	1.21	0.80	0.60	0.49	0.40	0.33	0.30
1-11/16"	1.59	1.05	0.79	0.64	0.53	0.46	0.40
1-15/16"	2.03	1.34	1.02	0.83	0.67	0.58	0.50
2-3/16"	2.60	1.72	1.29	1.05	0.86	0.74	0.65
2-7/16"	2.85	1.88	1.41	1.15	0.94	0.81	0.71
2-11/16"	.	2.28	1.72	1.40	1.14	0.98	0.86
2-15/16"		2.76	2.73	1.67	1.38	1.19	1.04
3-3/16"		3.10	2.35	1.95	1.53	1.32	1.15

Ejemplo No. 3. - Selección de bombas de pozo profundo



$Q_0 = 130 \text{ LPS (2060.00 GPM)}$

Cálculo de la carga total (H_t) de acuerdo con la fórmula

$$H_t = ND + h_{Ed} + h_{fc} + \sum h_{fd} + \frac{v^2}{2g} \quad \text{--- (3.1)}$$

En ésta ecuación

ND = Nivel dinámico

h_{Ed} = Carga estática de descarga = 160'

h_{fc} = Pérdidas por fricción en la columna de descarga

$\sum h_{fd}$ = Pérdidas por fricción en la tubería de descarga (en tubería)

Cálculo de las pérdidas por fricción en tubería recta

La tubería de descarga es de 10" de diámetro nominal (10.02" diám. interior) tiene una longitud de 1385' (422.25 m) de Fo. Fo. nueva utilizando la fórmula de Darcy-Weisbach

$$h_f = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g}$$

$$V = \frac{Q}{A} \quad (\text{de la ecuación de continuidad})$$

$$A = \frac{\pi \times 0.835^2}{4} = 0.5476 \text{ ft}^2$$

$$Q = 2060.0 \text{ GPM (4.59 ft}^3/\text{seg.)}$$

$$V = \frac{4.59}{0.5476} = 8.38 \text{ ft/seg.}$$

$$\frac{V^2}{2g} = \frac{70.22}{2 \times 32.2} = 1.09'$$

$$\text{No. } R = \frac{V \cdot D}{\nu} \quad (\text{Ven ft/seg, Den ft, } \nu \text{ en } \frac{\text{ft}^2}{\text{seg.}})$$

$$\text{Para el agua a } 80^\circ\text{F; } \nu = 0.000093 \text{ ft}^2/\text{seg}$$

$$\text{No. } R = \frac{8.38 \times 0.835}{9.3 \times 10^{-6}} = 7.5 \times 10^5 \quad (\text{A dimensional})$$

en la Fig. 22: $\epsilon/D = 0.00045$ (tubería de Fo. Fo. nueva)

en el diagrama de Moody tenemos (fig. 21)

$$f = 0.017$$

Aplicando la ecuación de D-W

$$h_f = 0.017 \frac{1385}{0.835} \times 1.09 = 30.73' \quad (\text{pérdidas por fricción en tubería recta})$$

Cálculo de pérdidas por fricción en accesorios:

Los accesorios según la figura No. (3.1) són:

1 válvula retención de columpio de 10" de diámetro bridada

1 válvula de compuerta bridada de 10" de diámetro

3 codos de 90° x 10" radio largo, bridados

Usaremos la fórmula $h_{fm} = K \frac{V^2}{2g}$

el valor de K lo obtendremos de los valores dados por el H.I. tablas 32 (a) y 32(b)

Para la válvula de retención de columpio $K = 10$ (tabla 32b)

Válvula de compuerta (tabla 32b) $K = 0.06$

Codo de 90° x 10° radio largo bridado (tabla 32a) $K = 0.14$

Entonces

$$\sum h_{fm} = 10 \times 1.09 + 0.06 \times 1.09 + (3 \times 0.14 \times 1.09)$$

$$\sum h_{fm} = 11.42'$$

Substituyendo valores en la ecuación (3.1) obtenemos

$$H_t = 80' + 160' + 42.15' + 1.09' + h_{fc}$$

$$H_t = 283.24' + h_{fc} \text{ ----- (3.2)}$$

En la relación (3.2) h_{fc} la calculamos inicialmente dándole un valor igual al 5% de la longitud de la columna (100'), es decir suponemos que;

$$h_{fc} = 5' \quad (\text{valor estimado})$$

entonces

$$H_t^1 = 283.24 + 5 = 288.24' \quad (\text{carga de bombeo estimada}) \text{ en la curva de operación}$$

de la bomba Mod. 14MC-A-T6-1770 RPM

Fig. (3.2,

Obtenemos, para $Q = 2060$ GPM, $h = 107.2'$ (por paro)

El número de impulsores, del cuerpo de tazones, será

$$\text{No. Imp.} = \frac{288.24}{107.2'} = 2.68 \text{ (3 pasos)}$$

La eficiencia vale 85.2%

Calculamos a continuación la potencia requerida

$$\text{Bhp}^1 = \frac{2060 \times 288.24}{3960 \times 0.852} = \underline{175.99 \text{ hp}}$$

En la tabla (3.1) anexa, la flecha 1-11/16 transmite un máximo de 265 hp, luego ésta será la flecha de transmisión que usaremos.

Con éste dato, en la tabla (3.2) vemos que para 2060 GPM la pérdida de carga es de 3.50% entonces

$$\text{hfc} = \frac{100 \times 3.50}{100} = 3.5'$$

Substituimos éste valor real de hfc en la ecuación (3.2) entonces

$$\text{H}_t = 283.24' + 3.5' = 286.74'$$

Como vamos a usar 3 impulsores, la carga que proporciona cada uno vale

$$\text{Carga unitaria} = \frac{286.74}{3} = 95.58' / \text{impulsor}$$

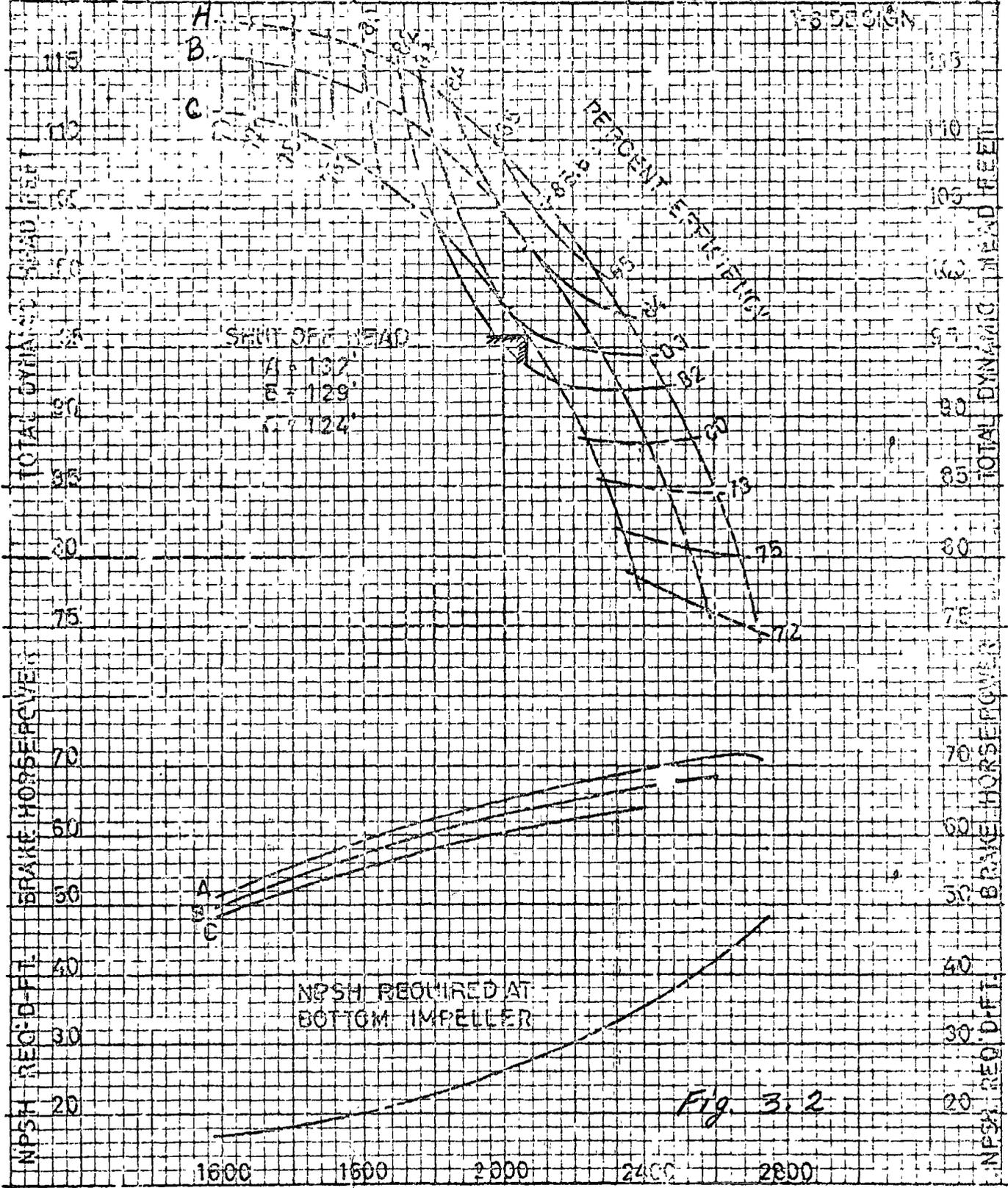
En la Fig. (3.2) vemos que, el punto de operación cae en la curva 14MC-C-T6, con 83% de eficiencia, calculamos la potencia requerida

$$\text{Bhp} = \frac{2060 \times 286.74}{3960 \times 0.83} = \underline{179.71 \text{ Bhp}}$$

$$\text{Más pérdida : mecánica} = \frac{1.59 \times 100'}{100} = 1.59 \text{ hp ver tabla (3.2A)} \text{ Pot. req.} = \underline{181.3 \text{ Bhp}}$$

PER STAGE PERFORMANCE 14" MC FIG. 6970 1770 R.P.M.

NUMBER OF STAGES	EFFICIENCY CHANGE	IMPELLER BRONZE	TEST 5155
1	LOWER 2 PIS.	BOWL PLAIN C.I.	HYDRAULIC PERFORMANCE IS CONTINGENT ON FURNISHING THE PUMP WITH SPECIFIED AMOUNT OF CLEAR, FRESH, NON-AERATED WATER NOT TO EXCEED 85° F.
2	LOWER 1 PT.	BOWL DIA. 13.15/16"	
		K _t = 15.5	



Por lo que usaremos un motor de 200 hp, 4 polos, 60 cps, 3 fases, 220/440 Volts, flecha hueca vertical .

En el dibujo (3.3) se dibujó la curva de operación de la bomba 14MC-C-T6 con 3 - pasos y la parábola de pérdida de carga en la forma siguiente;

Para $Q = 1900 \text{ GPM}$

$$V = 7.73 \text{ ft/seg}$$

$$V^2/2g = 0.93$$

$$h_{fd} = \frac{1.68 \times 1385'}{100} = 23.26'$$

$$h_{fm} = 10 \times 0.93 + 0.06 \times 0.93 + (3 \times 0.14 \times 0.93)$$

$$h_{fm} = 9.74'$$

Entonces

$$H_t = 240' + 0.93 + 33 + h_{fc}$$

$$h_{fc} = \frac{3.19}{100} \times 100 = 3.19'$$

Entonces

$$H_t = 240 + 0.93 + 33 + 3.19$$

$$H_t = 277.12'$$

Para $Q = 1600 \text{ GPM}$

$$V = 6.51 \text{ ft/seg}$$

$$V^2/2g = 0.659'$$

$$h_{fd} = \frac{1.21}{100} \times 1385 = 16.76'$$

$H_e (ft)$

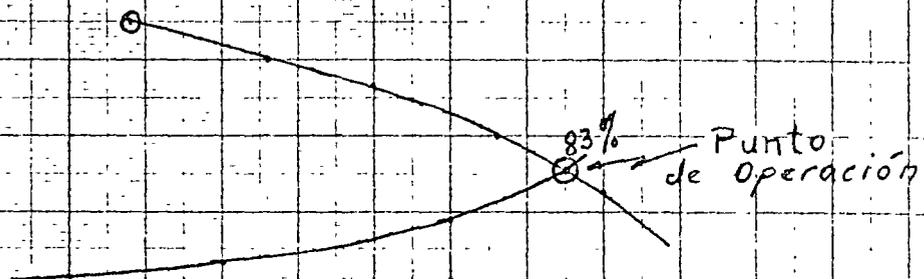


Figura 3.3

Bomba Fig. 6972
Marca FAIRBANKS-MORSE
Modelo 14MC-A-T6
COM 3 PASOS

ND + h_{ES}

1200

1600

2000

2400

→ Q (GPM)

$$\sum h_{fm} = 10 \times 0.659 + 0.06 \times 0.659 + (3 \times 0.14 \times 0.659)$$

$$\sum h_{fm} = 6.90'$$

$$\sum h_{fd} = h_{fd} + h_{fm} = 23.66'$$

$$h_{fc} = \frac{2.3}{100} \times 100 = 2.3'$$

$$H_t = 266.6'$$

Cuando;

$$Q = 1400 \text{ CPM}$$

$$V = 5.7 \text{ ft/seg.}$$

$$V^2/2g = 0.504'$$

$$h_{fd} = \frac{0.94}{100} \times 1385' = 13.02'$$

$$\sum h_{fm} = 10 \times 0.504 + 0.06 \times 0.504 + (3 \times 0.14 \times 0.504)$$

$$\sum h_{fm} = 0.504 \times 10 + 0.06 + (3 \times 0.14) = 5.28'$$

$$h_{fd} = 13.02 + 5.28 = 18.3'$$

$$h_{fc} = \frac{1.81}{100} \times 100 = 1.81'$$

$$H_t = 240 + 0.504 + 18.3 + 1.81 =$$

$$H_t = 260.6'$$

Presentación de resultados:

De acuerdo a los datos proporcionados por el usuario a continuación describimos el equipo completo tal como fue seleccionado.

1 Bomba turbina vertical, tipo pozo profundo Fig. 6972 lubricación aceite, constituida por:

1 Motor eléctrico vertical flecha hueca, abierto a prueba de goteo, de 200 hp, 4 polos, 3 fases, 220/440 Volts.

1 Cabezal de descarga completo, lubricación automática, modelo 24-1/2 x 10".

1 Brida de descarga de 10" de diámetro.

100' Columna completa de 10 x 2-1/2 x 1-11/16"

1 Cuerpo de tazones modelo 14MC-C-T6 con 3 pasos, Fig. 6972

5' Tubo succión c/colador cónico de 10" de diámetro.

Tabla 3.1). - SELECCION DE FLECHAS DE TRANSMISION SAE 1045

Diámetro flecha. POTENCIA AL FRENO PERMISIBLE A VELOCIDADES DE:

	3500	1770	1170	880	720	580	MAXIMA CARGA AXIAL TOTAL.
3/4"	38.0	19.0	12.5	9.3	7.6	6.3	2030 #
1"	96.0	48.0	31.7	23.5	19.2	15.8	3780 #
1-3/16"	163.	81.5	53.0	40.0	32.4	27.0	5400 #
1-7/16"	290	145.0	96.0	72.0	58.0	48.0	7900 #
1-11/16"	530	265.0	175.0	130	106.	87.5	11700 #
1-15/16"	740	365	242	181	147	121.0	14700 #
2-3/16"		545	360	270	220	181	19200 #
2-7/16"		780	515	385	313	257	24400 #
2-11/16"		1060	700	525	430	355	30000 #
2-15/16"		1400	930	690	565	465	36200 #

1).- Los valores mostrados son los Bhp absolutos máximos basados en la carga axial total no excediendo la indicada en la última columna. Cuando la CAT excede esos valores, los Bhp disponibles deben determinarse en la gráfica (3.1.A)

2).- $Carga\ axial\ total = (Kt \times CT) + (Ka \times No.\ de\ Pasos) + (Ks \times Long\ flecha)$

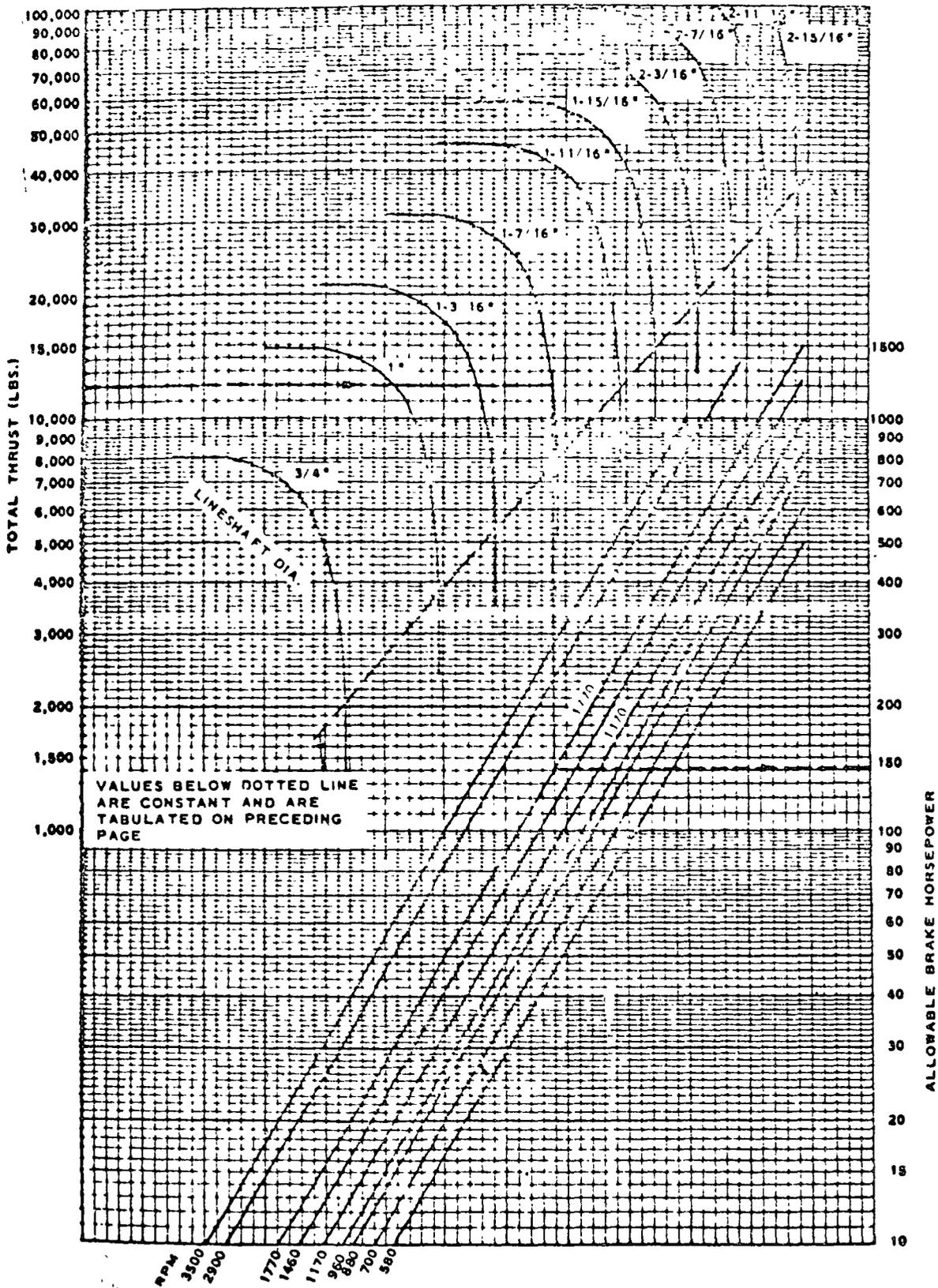
Ejemplos: Se selecciona una bomba para una condición dada de operación a -- 1770 RPM, se determinan los Bhp requeridos en 130 de la tabla 3.1 se selecciona una flecha de 1-7/16" de diámetro (para 1770 RPM, 145 Bhp y 7900 # de CAT)

La carga axial total se encontró igual á 12000 # y los Bhp requeridos de 135 (Bhp - requeridos + Pérdidas mecánicas), como se vé la CAT es mayor que las 7900 #, - checamos en la gráfica 3.1.A, siguiendo la linea de segmentos, se ve que a 12000 # de CAT, la flecha de 1-7/16" puede manejar 141 Bhp, entonces ésta flecha satisface los requerimientos dado que requerimos transmitir 135 Bhp que no exceden los - - 141 Bhp.

Si el valor de potencia requerida ó CAT ($135 / 12000$), cualquiera de los dos, fuera - lo suficientemente mayor, la gráfica 3.1.A indicaría una flecha de 1-11/16" de diámetro como la requerida.

3).- La tabla de selección también se aplica a acero inoxidable 416. Sin embargo -- para acero inoxidable 18-8 ó Monel, deberán multiplicarse los valores de Bhp por 0.83. Para acero inoxidable 316 úsese 0.7 x Bhp. Los valores de CAT disponible se mantienen los mismos. Estos multiplicadores no pueden ser aplicados a la gráfica 3.1.A.

SAE 1045
LINESHAFT SELECTION CHART



Subject to change without notice.

GRAFICA 3.1.A

HYDRAULIC INSTITUTE

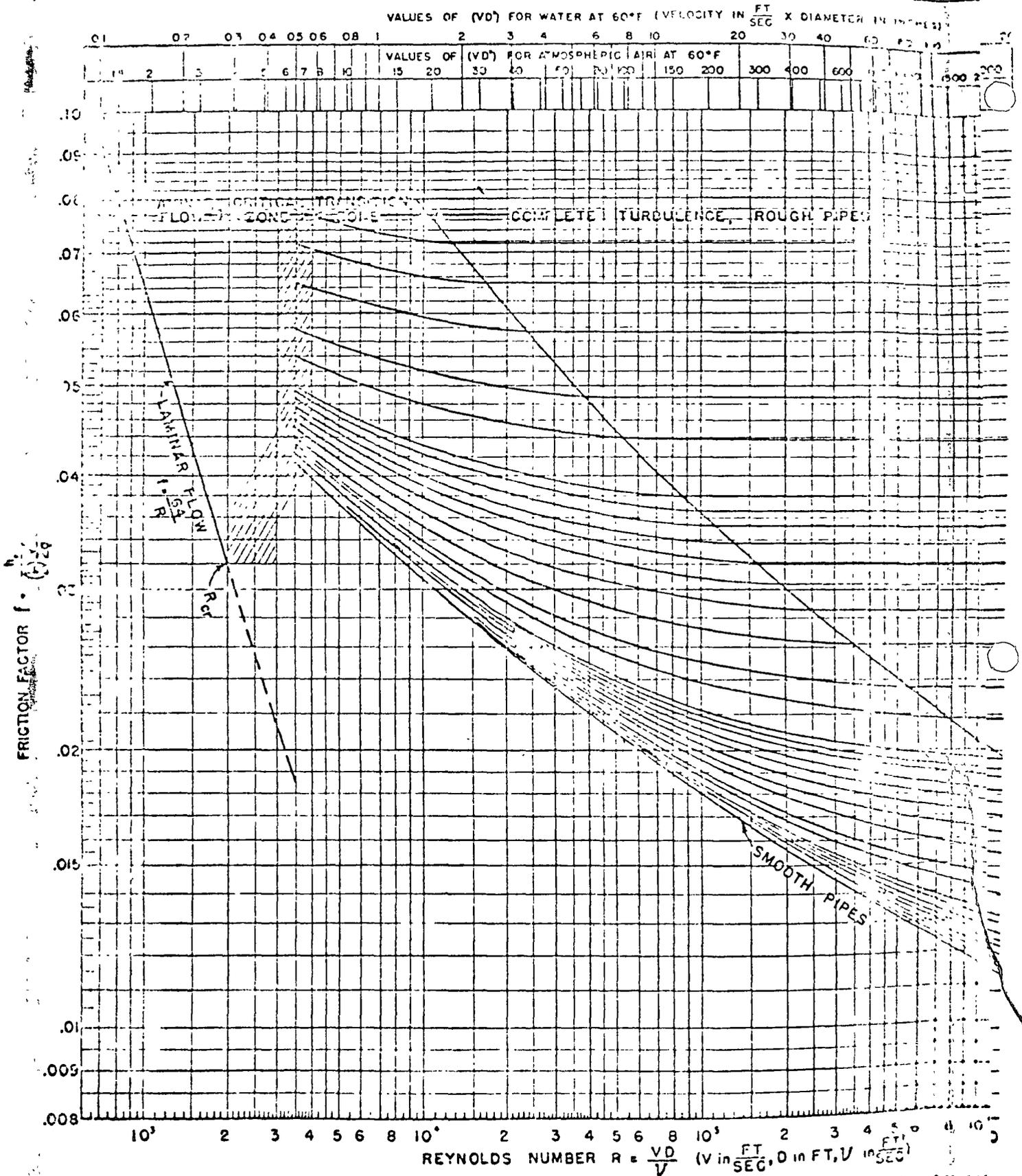
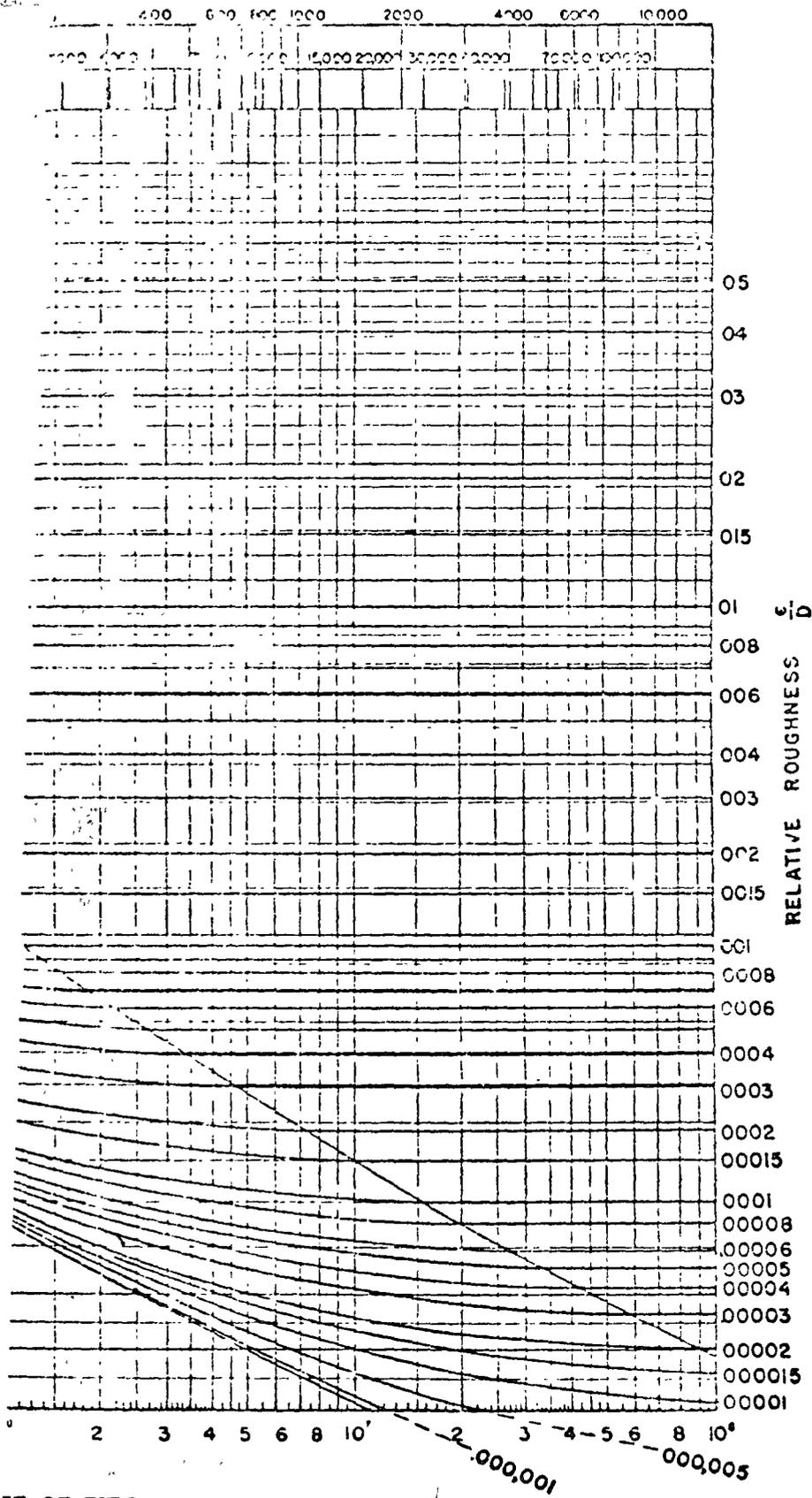


Fig. 21. FRICTION FACTORS FOR ANY KIND AND SIZE

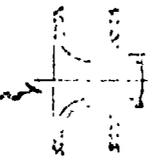
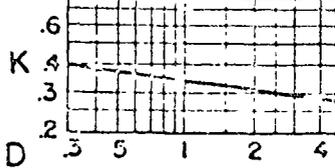
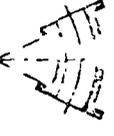
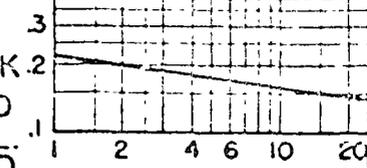
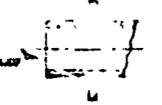
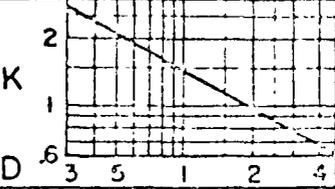
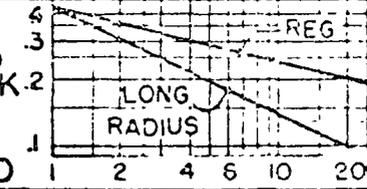
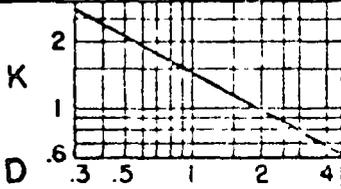
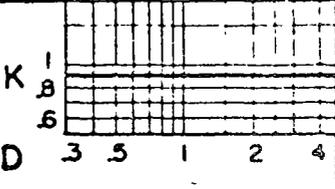
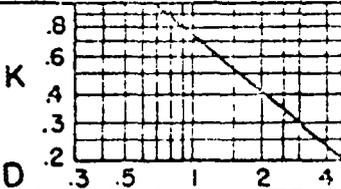
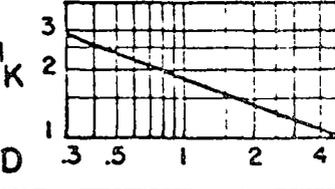
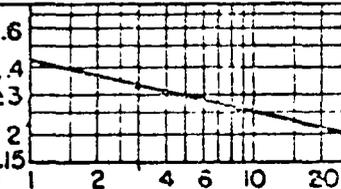
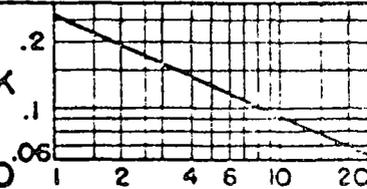
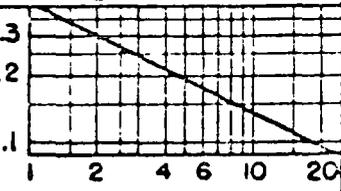
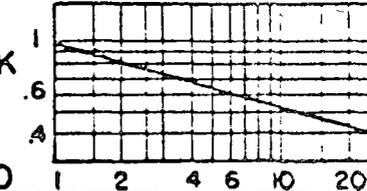
PIPE FRICTION MANUAL



DIAMETER OF PIPE.

TABLE 32(a)

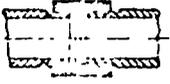
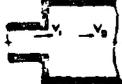
RESISTANCE COEFFICIENTS FOR VALVES AND FITTINGS

	<p>BELL-MOUTH INLET OR REDUCER K = 0.05</p>	 <p>REGULAR SCREWED 45° ELL.</p> 
	<p>SQUARE EDGED INLET K = 0.5</p>	 <p>LONG RADIUS FLANGED 45° ELL.</p> 
	<p>INWARD PROJECTING PIPE K = 1.0</p>	 <p>SCREWED RETURN BEND</p> 
<p>NOTE: K DECREASES WITH INCREASING WALL THICKNESS OF PIPE AND ROUNDING OF EDGES</p>		 <p>FLANGED RETURN BEND</p> 
 <p>REGULAR SCREWED 90° ELL.</p> 	 <p>LINE FLOW</p> 	
 <p>LONG RADIUS SCREWED 90° ELL.</p> 	<p>SCREWED TEE</p> <p>BRANCH FLOW</p> 	
 <p>REGULAR FLANGED 90° ELL.</p> 	 <p>LINE FLOW</p> 	
 <p>LONG RADIUS FLANGED 90° ELL.</p> 	<p>FLANGED TEE</p> <p>BRANCH FLOW</p> 	

(See note page 31)

$$h = K \frac{V^2}{2g} \text{ FEET OF FLUID}$$

TABLE 32(b)
RESISTANCE COEFFICIENTS FOR VALVES AND FITTINGS

 <p>SCREWED</p>	 <p>BASKET STRAINER</p>
 <p>FLANGED</p>	 <p>FOOT VALVE</p>
 <p>SCREWED</p>	
 <p>FLANGED</p>	 <p>COUPLINGS AND UNIONS</p>
 <p>SCREWED</p>	 <p>REDUCING BUSHING AND COUPLING</p>
 <p>FLANGED</p>	<p>$h = K \frac{V_1^2}{2g}$</p> <p>USED AS REDUCER $K = 0.05 - 2.0$ SEE ALSO FIG. 3</p> <p>USED AS INCREASER LOSS IS UP TO 40% MORE THAN THAT CAUSED BY A SUDDEN ENLARGEMENT</p>
 <p>SCREWED</p>	 <p>SUDDEN ENLARGEMENT</p>
 <p>FLANGED</p>	<p>$h = \frac{(V_1 - V_2)^2}{2g}$ FEET OF FLUID</p> <p>SEE ALSO EQUATION (5)</p> <p>If $A_2 = \infty$ SO THAT $V_2 = 0$</p> <p>$h = \frac{V_1^2}{2g}$ FEET OF FLUID</p>

(See note page 31)

$$h = K \frac{V^2}{2g} \text{ FEET OF FLUID}$$

HYDRAULIC INSTITUTE

FRICITION LOSS FOR WATER IN FEET PER 100 FEET OF PIPE

TABLE 17

10 INCH NOMINAL		WROUGHT IRON OR STEEL SCHEDULE 40 ID=10.020 INCHES $\epsilon/D=0.000180$			ASPHALT-DIPPED CAST IRON ID=10.00 INCHES $\epsilon/D=0.000180$		
DISCHARGE		V	$V^2/2g$	fV^2	V	$V^2/2g$	fV^2
CFS	GPM	ft/sec	feet	feet per 100 feet of pipe	ft/sec	feet	feet per 100 feet of pipe
0.623	10	0.0107	0.000257	0.000257	0.0109	0.000259	0.000259
0.0136	20	0.0814	0.00103	0.00103	0.0817	0.00104	0.00104
0.0271	30	0.163	0.00142	0.00142	0.163	0.00145	0.00145
0.0407	40	0.244	0.00196	0.00194	0.245	0.00194	0.00194
0.0542	50	0.325	0.00165	0.00165	0.327	0.00166	0.00165
0.0678	60	0.407	0.00277	0.00277	0.409	0.00259	0.00259
0.0814	70	0.488	0.00370	0.00370	0.490	0.00373	0.00373
0.0950	80	0.570	0.00504	0.00504	0.572	0.00508	0.00508
0.1086	90	0.651	0.00669	0.00674	0.654	0.00664	0.00664
0.1222	100	0.732	0.00834	0.00825	0.735	0.00840	0.00825
0.1358	110	0.814	0.0103	0.00960	0.817	0.0103	0.00960
0.1494	120	0.895	0.0125	0.00939	0.899	0.0126	0.00929
0.1630	130	0.976	0.0148	0.00862	0.980	0.0149	0.00887
0.1766	140	1.06	0.0174	0.00817	1.06	0.0175	0.00817
0.1902	150	1.14	0.0202	0.00778	1.14	0.0203	0.00778
0.2038	160	1.22	0.0232	0.00742	1.23	0.0233	0.00742
0.2174	170	1.42	0.0315	0.00719	1.43	0.0318	0.00718
0.2310	180	1.63	0.0412	0.00697	1.63	0.0415	0.00696
0.2446	190	1.83	0.0521	0.00674	1.84	0.0525	0.00675
0.2582	200	2.03	0.0643	0.00658	2.04	0.0648	0.00658
0.2718	210	2.24	0.0778	0.00644	2.25	0.0785	0.00644
0.2854	220	2.44	0.0926	0.00632	2.45	0.0934	0.00632
0.2990	230	2.64	0.109	0.00622	2.66	0.110	0.00622
0.3126	240	2.85	0.126	0.00614	2.86	0.127	0.00614
0.3262	250	3.05	0.145	0.00607	3.06	0.146	0.00607
0.3398	260	3.25	0.165	0.00602	3.27	0.166	0.00602
0.3534	270	3.46	0.186	0.00600	3.47	0.187	0.00600
0.3670	280	3.66	0.208	0.00600	3.68	0.210	0.00600
0.3806	290	3.87	0.232	0.00600	3.88	0.234	0.00600
0.3942	300	4.07	0.257	0.00600	4.09	0.259	0.00600
0.4078	310	4.48	0.311	0.00600	4.49	0.314	0.00600
0.4214	320	4.88	0.370	0.00603	4.90	0.373	0.00603
0.4350	330	5.29	0.435	0.00618	5.31	0.438	0.00618
0.4486	340	5.70	0.504	0.00640	5.72	0.508	0.00640
0.4622	350	6.10	0.579	1.07	6.13	0.584	1.07
0.4758	360	6.51	0.659	1.21	6.54	0.664	1.42
0.4894	370	6.92	0.743	1.36	6.94	0.749	1.60
0.5030	380	7.32	0.834	1.52	7.35	0.840	1.78
0.5166	390	7.73	0.929	1.68	7.76	0.936	1.97
0.5302	400	8.14	1.03	1.86	8.17	1.04	2.17
0.5438	410	8.95	1.25	2.23	8.99	1.26	2.64
0.5574	420	9.76	1.48	2.64	9.80	1.49	3.12
0.5710	430	10.6	1.74	3.08	10.6	1.75	3.63
0.5846	440	11.4	2.02	3.56	11.4	2.03	4.18
0.5982	450	12.2	2.32	4.06	12.3	2.33	4.70
0.6118	460	13.0	2.63	4.59	13.1	2.66	5.27
0.6254	470	13.8	2.97	5.16	13.9	3.00	5.88
0.6390	480	14.6	3.33	5.76	14.7	3.36	6.51
0.6526	490	15.5	3.71	6.40	15.5	3.74	7.18
0.6662	500	16.3	4.12	7.07	16.3	4.15	7.90
0.6798	510	18.3	5.21	8.88	18.4	5.25	10.7
0.6934	520	20.3	6.43	10.9	20.4	6.48	13.2
0.7070	530	22.4	7.78	13.2	22.5	7.85	15.9
0.7206	540	24.4	9.26	15.6	24.5	9.34	18.9
0.7342	550	26.4	10.9	18.3	26.6	11.0	22.2
0.7478	560	28.5	12.6	21.1	28.6	12.7	25.8
0.7614	570	30.5	14.5	24.3	30.0	14.6	29.6
0.7750	580	32.5	16.5	27.5	32.7	16.6	33.6
0.7886	590	34.6	18.6	30.9	34.7	18.7	37.8
0.8022	600	36.6	20.8	34.6	36.8	21.0	42.2
0.8158	610	38.7	23.2	38.5	38.8	23.4	46.9
0.8294	620	40.7	25.7	42.6	40.9	25.9	51.8

NOTE: No allowance has been made for age, differences in diameter, or any abnormal condition of interior surface. Any factor of safety must be estimated from the local conditions and the requirements of each particular installation.

SAB 1045
LINESHAFT SELECTION CHART

Table (3.1)

SHAFT SIZE	ALLOWABLE BRAKE HORSEPOWER AT SPEED OF: (1)									MAXIMUM TOTAL THRUST (2)
	3500	2900	1770	1460	1170	960	880	700	580	
3/4"	38.0	31.5	19.0	15.7	12.5	10.2	9.3	7.6	6.3	2000#
1"	96.0	79.5	48.0	39.5	31.7	26.0	23.5	19.2	15.8	3100#
1-3/16"	163	135	81.5	67.0	53.0	44.5	40.0	32.4	27.0	5400#
1-7/16"	250	241	145	121	96.0	80.0	72.0	58.0	48.0	7900#
1-11/16"	530	440	265	220	175	144	130	106	87.5	11700#
1-15/16"	740	610	365	305	242	202	181	147	121	14700#
2-3/16"		990	515	455	360	300	270	220	181	19200#
2-7/16"		1290	726	645	515	430	385	313	257	24400#
2-11/16"			1050	890	700	580	525	430	355	30000#
2-15/16"			1400	1170	930	770	690	565	465	36200#

(1) Values shown are absolute maximum BHP values based on total thrust not exceeding that indicated in the last column. When the total thrust exceeds above values, allowable BHP must be determined from the graph on reverse side of page.

(2) Total thrust = $(K_t \times \text{Total Dynamic Head}) + (K_s \times \text{Number of Stages}) + (K_g \times \text{Setting})$

Example: A pump is selected for a given condition to operate at 1770 RPM. The Lab HP. is determined at 130 HP. From the above chart, 1-7/16" lineshaft is selected (145 BHP -- 7900# Total Thrust). The total thrust is found to be 12000# and the total BHP is 135 (Lab HP. + Shaft Losses). Since the total thrust exceeds 7900#, the shaft is checked by the graph on the following page. By following the dotted line example, it is seen that at 12000# total thrust, the 1-7/16" lineshaft can handle 141 BHP. 1-7/16" lineshaft is, therefore, satisfactory since the actual BHP (135) does not exceed the allowable BHP (141). If either value (135 BHP or 12000# total thrust) were sufficiently greater, the graph would indicate 1-11/16" lineshaft would be required.

(3) Selection chart also applies to Type 416 Stainless Steel. However, for 18-8 Stainless Steel or Monel, multiply above BHP values by 0.83. For Type 316 Stainless Steel use 0.79 times BHP values. Allowable thrust values remain the same. These multipliers cannot be applied to the graph on following page.

SHAFT LOSSES -- OIL AND WATER LUBRICATED (4) Table (3.2A)

SHAFT SIZE	FRICION LOSS IN BHP PER 100 FEET OF SHAFTING								
	RPM								
	3500	2900	1770	1460	1170	960	880	700	580
3/4"	.70	.60	.35	.30	.24	.20	.18	.15	.12
1"	1.18	.99	.60	.50	.39	.33	.29	.24	.20
1-3/16"	1.68	1.42	.86	.72	.57	.47	.43	.35	.29
1-7/16"	2.10	1.75	1.21	1.05	.80	.66	.60	.49	.40
1-11/16"	2.82	2.35	1.59	1.33	1.05	.88	.79	.64	.53
1-15/16"	3.61	3.06	2.03	1.71	1.34	1.12	1.02	.83	.67
2-3/16"		3.92	2.60	2.18	1.72	1.44	1.29	1.05	.86
2-7/16"		4.77	2.85	2.38	1.88	1.67	1.41	1.15	.94
2-11/16"			3.42	2.91	2.28	1.91	1.72	1.40	1.14
2-15/16"			4.08	3.52	2.76	2.30	2.05	1.67	1.38

(4) Values below heavy line are to be used only for enclosed lineshaft. Due to speed limitations open lineshaft must be selected from values above heavy line.

Tabla (3.2)

FRICITION LOSS CHART
STANDARD COLUMN PIPE - OPEN OR ENCLOSED LINESHAFT
LOSS IN FEET OF HEAD PER 100 FEET OF SETTING

Enclosed Lineshaft	Open Lineshaft	CAPACITY IN GALLONS PER MINUTE																										
		25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115	120							
3-1/2	3-1/2	1.42	1.93	2.49	3.10	4.50	6.10	9.85																				
3-1/2	3-1/4				0.90	1.14	1.65	2.25	3.65	5.30	7.70																	
3-1/2	3-1/2				1.14	1.42	2.07	2.80	4.55	6.70	9.70																	
4-1/2	4-1/2						0.90	1.30	2.20	3.25	4.50	5.85	7.40	9.10														
4-1/2	4-1/4						1.20	1.95	2.90	4.20	5.80	7.50	9.60															
4-1/2	4-1/2				0.90	1.14	1.65	2.25	3.65	5.30	7.70																	
5-1/2	5-1/2								0.95	1.32	1.75	2.20	2.73	3.25	3.90	4.50	5.25	6.00	6.75	7.60	8.35	9.40						
5-1/2	5-1/4								0.94	1.40	1.92	2.50	3.20	3.90	4.70	5.60	6.50	7.50	8.50	9.60								
5-1/2	5-1/2								1.20	1.80	2.50	3.25	4.00	5.00	6.00	7.10	8.35	9.60										
6-1/2	6-1/2															0.90	1.10	1.30	1.52	1.77	2.00	2.25	2.55	3.35				
6-1/2	6-1/4															0.96	1.18	1.43	1.70	2.00	2.30	2.60	2.95	3.30	4.10	4.90		
6-1/2	6-1/2															0.95	1.20	1.45	1.75	2.10	2.45	2.80	3.20	3.65	4.00	4.95	5.95	
6-2 1/2	6-1/2															1.10	1.40	1.70	2.05	2.45	2.85	3.30	3.75	4.25	4.75	5.80	7.00	
6-3	6-1/2															0.95	1.32	1.75	2.20	2.73	3.25	3.90	4.50	5.25	6.00	6.75	7.60	9.35

Enclosed Lineshaft	Open Lineshaft	CAPACITY IN GALLONS PER MINUTE																														
		175	225	275	325	375	425	475	525	575	625	675	725	775	825	875	925	975	1025	1075	1125	1175	1225	1275	1325	1375	1425	1475	1525			
6-1/2	6-1/2	1.83	2.35	2.90	3.47	4.05	4.65	5.25	5.85	6.45	7.05	7.65	8.25	8.85																		
6-1/2	6-1/4	2.27	2.55	3.5	3.85	4.55	5.30	6.15	7.00	8.00	9.00																					
6-2	6-1/2	2.95	3.30	4.10	4.90	5.80	6.80	7.80	8.90	9.95																						
6-2	6-1/4	3.60	4.00	4.95	5.95	7.05	8.20	9.40																								
6-2 1/2	6-1/2	4.25	4.75	5.80	7.00	8.30	9.60																									
6-3	6-1/2	6.75	7.60	9.35																												
8-1/2	8-1/2								0.92	1.10	1.28	1.48	1.70	1.93	2.17	2.70	3.22	3.85	4.50	5.20	5.95	6.80	7.55	9.40								
8-1/2	8-1/4								1.01	1.20	1.40	1.62	1.86	2.12	2.39	2.98	3.55	4.25	5.00	5.75	6.60	7.00	8.40									
8-1/2	8-1/2								0.90	1.10	1.30	1.52	1.77	2.03	2.30	2.60	3.25	3.90	4.65	5.45	6.30	7.20	8.20	9.20								
8-3	8-1/2	0.90	1.00	1.25	1.50	1.80	2.10	2.45	2.80	3.20	3.60	4.50	5.40	6.40	7.50	8.80	9.98															
8-3	8-2 1/2	1.30	1.47	1.80	2.20	2.60	3.05	3.55	4.10	4.60	5.20	6.40	7.80	9.40																		
8-4	8-2 1/2	1.80	2.00	2.45	3.00	3.50	4.15	4.80	5.50	6.20	7.00	8.60																				
10-1/2	10-1/2															1.06	1.21	1.40	1.59	1.79	2.20	2.69	3.20	3.75	4.33							
10-2	10-1/2															1.02	1.20	1.39	1.59	1.80	2.02	2.50	3.04	3.50	4.20	4.90						
10-2	10-1/4															1.10	1.29	1.49	1.70	1.93	2.18	2.69	3.26	3.85	4.50	5.25						
10-2 1/2	10-1/2															0.99	1.17	1.38	1.59	1.81	2.06	2.30	2.88	3.52	4.10	4.80	5.60					
10-3	10-1/2															0.97	1.17	1.40	1.65	1.90	2.18	2.47	2.78	3.50	4.25	5.05	5.95	6.90				
10-3 1/2	10-2 1/2															0.95	1.20	1.40	1.70	2.00	2.30	2.70	3.00	4.40	5.22	6.10	7.10	8.15				
10-4	10-2 1/2															1.00	1.12	1.40	1.55	1.95	2.30	2.65	3.10	3.45	4.90	5.95	7.00	8.25	9.60			
10-4	10-2															0.98	1.10	1.30	1.60	1.90	2.20	2.60	3.00	3.50	3.90	4.50	5.50	6.70	7.95	9.30		
12-2	12-1/2																															
12-2	12-1/4																															
12-2 1/2	12-1/2																															
12-3	12-1/2																															
12-3 1/2	12-2 1/2																															
12-4	12-2 1/2																															
12-5	12-2 1/2																															
14-2 1/2	14-1/2																															
14-3	14-1/2																															
14-3 1/2	14-2 1/2																															
14-4	14-2 1/2																															
14-5	14-2 1/2																															

Enclosed Lineshaft	Open Lineshaft	CAPACITY IN GALLONS PER MINUTE																										
		2800	3000	3200	3400	3600	3800	4000	4200	4400	4600	4800	5000	5500	6000	6500	7000	7500	8000	8500	9000	9500	10000					
10-1 1/2	10-1	5.00	5.65	6.35	7.05	7.85	8.70	9.60																				
10-2	10-1 1/2	5.60	6.40	7.15	8.00	8.90	9.80																					
10-2 1/2	10-1 1/2	6.00	6.85	7.70	8.55	9.50																						
10-3	10-1 1/2	6.40	7.25	8.20	9.10																							
10-3 1/2	10-2 1/2	7.90	8.95	9.99																								
12-2	12-1/2	2.20	2.50	2.80	3.15	3.50	3.85	4.20	4.60	5.10	5.50	5.90	6.40	7.60	9.00													
12-2 1/2	12-1/2	2.35	2.69	3.00	3.37	3.75	4.13	4.50	4.93	5.45	5.90	6.35	6.85	8.15	9.60													
12-3	12-1/2	2.50	2.87	3.20	3.60	4.00	4.40	4.80	5.25	5.80	6.30	6.80	7.30	8.70														
12-3 1/2	12-2 1/2	2.90	3.30	3.72	4.15	4.60	5.15	5.65	6.15	6.70	7.25	7.90	8.55															
12-4	12-2 1/2	3.38	3.85	4.30	4.80	5.40	6.00	6.60	7.10	7.80	8.50	9.20	9.90															
12-5	12-2 1/2	3.69	4.20	4.73	5.28	5.90	6.55	7.25	7.85	8.60	9.30																	
14-2 1/2	14-1/2	4.00	4.55	5.15	5.75	6.40	7.10	7.85	8.55	9.40																		
14-3	14-2 1/2	5.50	6.40	7.15	8.00	8.90	9.80																					
14-3 1/2	14-1/2	1.40	1.59	1.79	2.00	2.20	2.45	2.70	2.95	3.20	3.47	3.77	4.05	4.80	5.65	6.60	7.50	8.50	9.70									
14-4	14-1/2	1.50	1.68	1.90	2.14	2.38	2.62	2.90	3.15	3.45	3.70	4.00	4.35	5.15	6.10	7.10	8.10	9.20										
14-5	14-1/2	1.67	1.90	2.13	2.38	2.65	2.90	3.20	3.50	3.80	4.10	4.45	4.80	5.70	6.70	7.70	8.90											
16-2 1/2	16-1/2	1.85	2.10	2.35	2.60	2.90	3.20	3.50																				

THRUST DATA

Total Thrust equals the summation of.

- K_t times Total Dynamic Head
- K_a times Number of Stages
- K_s times Setting

Thrust Bearing Loss is dependent upon the type of thrust bearing and the total thrust load on the bearing. Bearing manufacturers indicate the loss in an angular contact bearing to be approximately 0.0075 HP per 100 RPM per 1000 lb thrust load

CONSTANT FOR SETTING	
SHAFT SIZE	WEIGHT PER FOOT-- K_s
3/4	1.6
1	2.8
1-3/16	4.0
1-7/16	5.8
1-11/16	8.1
1-15/16	10.6
2-3/16	13.6
2-7/16	17.0
2-11/16	21.0
2-15/16	25.0

FIG. 6972 & 6977 THRUST CONSTANTS (1)

PUMP SIZE	HYDRAULIC THRUST CONSTANT K_t	CONSTANT PER STAGE K_a
4 LC	1.2	2.0
4 MC	1.2	2.0
6 XLC	2.7	2.5
6 LC	3.2	2.5
6 MC	3.2	2.6
6 HC	3.3	2.6
7 MC	4.7	5.0
8 XLC	5.0	5.5
8 LC	6.0	5.5
8 MC	6.7	5.5
8 HC	7.2	5.5
10 XLC	8.2	10.8
10 LC	9.0	11.2
10 MC	9.3	11.3
10 HC	10.6	11.3
12 LC	13.2	18.0
12 MC	13.4	18.5
12 HC	15.5	19.5
14 LC	17.6	24.0
14 MC	18.5	30.0
14 HC	21.5	24.5
16 LC	19.5	34.5
16 MC	23.0	34.5
18 MC	35.0	46.0
20 MC	38.8	55.0

FIG. 6922 & 6927 THRUST CONSTANTS

PUMP SIZE	IMPELLER	HYDRAULIC THRUST CONSTANT K_t	CONSTANT PER STAGE K_a
6 HC	1102-4	2.5	2.8
7 MC	1072-4	4.0	5.0
8 HC	1112-4	4.3	6.5
10 MC	735-8	5.0	8.0
10 XHC	2105	7.5	10.0
12 MC	745-7	8.0	12.6
12 HC	1133-4	9.0	16.1
12 XHC	2125	12.0	19.0
14 MC	755-7	10.1	23.5
14 HC	1203-4	12.6	25.5
14 XHC	2145	20.0	27.0
16 MC	765-7	14.0	30.5
16 HC	1262-4	17.0	37.3
18 MC	775-7	18.0	40.5
18 HC	1213-4	23.0	50.0
18 XHC	2185-6	33.0	50.0
20 HC	1223-4	28.0	87.0

FIG. 6962 & 6967 THRUST CONSTANTS

PUMP SIZE	HYDRAULIC THRUST CONSTANT - K_t	CONSTANT PER STAGE K_a
10"	14.0	5.0
12"	20.0	10.0
16"	31.0	20.0

Subject to change without notice.

LINESHAFT STRETCH CHART

FIG. 6972 & 6977 BOWLS (1)

PUMP SIZE	MAXIMUM ALLOWABLE STRETCH (INCHES)
4LC	.125
4MC	.187
6XLC	.250
6LC	.250
6MC	.250
6HC	.250
7MC	.375
8XLC	.312
8LC	.375
8MC	.375
8HC	.312
10XLC	.437
10LC	.312
10MC	.437
10HC	.437
12LC	.437
12MC	.562
12HC	.500
14LC	.562
14MC	.437
14HC	.375
16LC	.437
16MC	.375
18MC	.437
20MC	.437

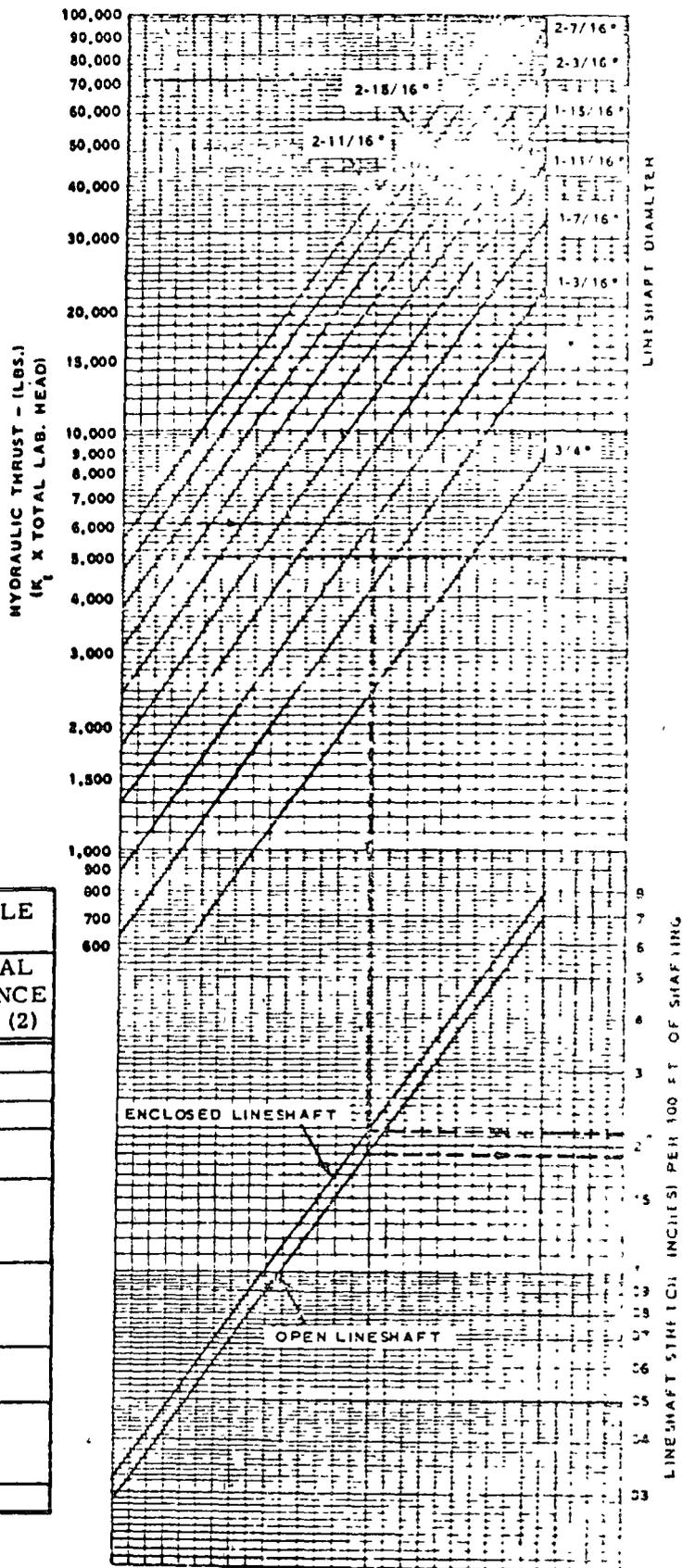


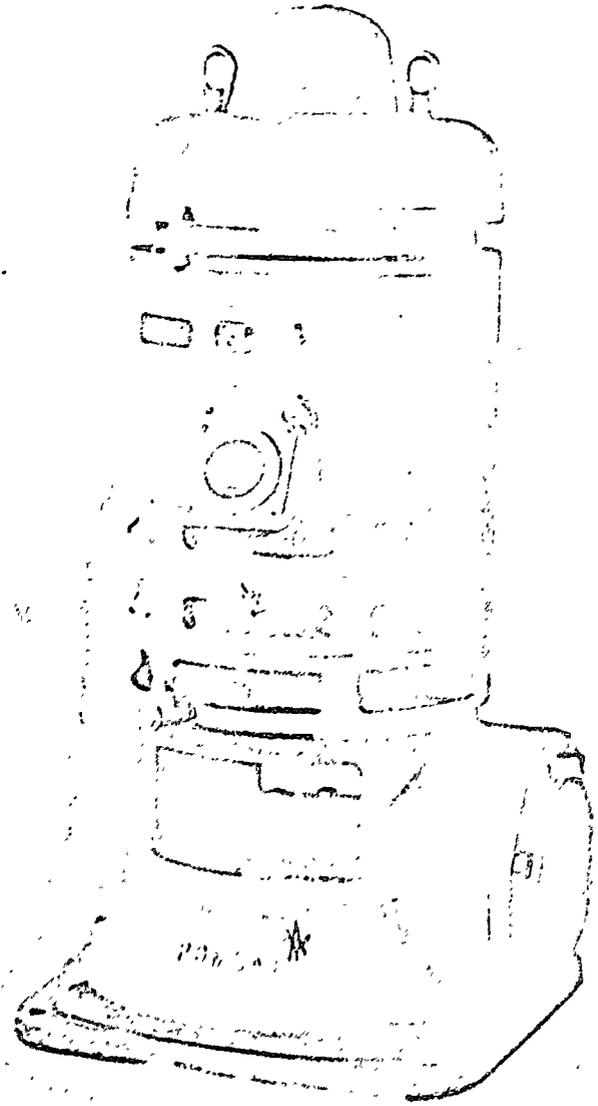
FIG. 6922 & 6927 BOWLS (1)

PUMP SIZE	IMPELLER	MAXIMUM ALLOWABLE STRETCH (INCHES)	
		STD. BOWLS	SPECIAL CLEARANCE BOWLS (2)
6 HC	1102-4	.500	1.00
7 MC	1072-4	.562	1.12
8 HC	1112-4	.625	1.25
10 MC	735-8	.750	1.50
10 XHC	2105	.750	1.50
12 MC	745-7	.875	1.75
12 HC	1133-4	.875	1.75
12 XHC	2125	.875	1.75
14 MC	755-7	.812	1.62
14 HC	1203-4	.812	1.62
14 XHC	2145	.812	1.62
16 MC	765-7	.812	1.62
16 HC	1262-4	.812	1.62
18 MC	775-7	.937	1.87
18 HC	1213-4	.937	1.87
18 XHC	2185-6	.937	1.87
20 HC	1223-4	.937	1.87

- (1) Total lineshaft stretch must not exceed maximum allowable stretch in bowls.
- (2) Reduce bowl eff. and head 2%. See applicable

Subject to change without notice.

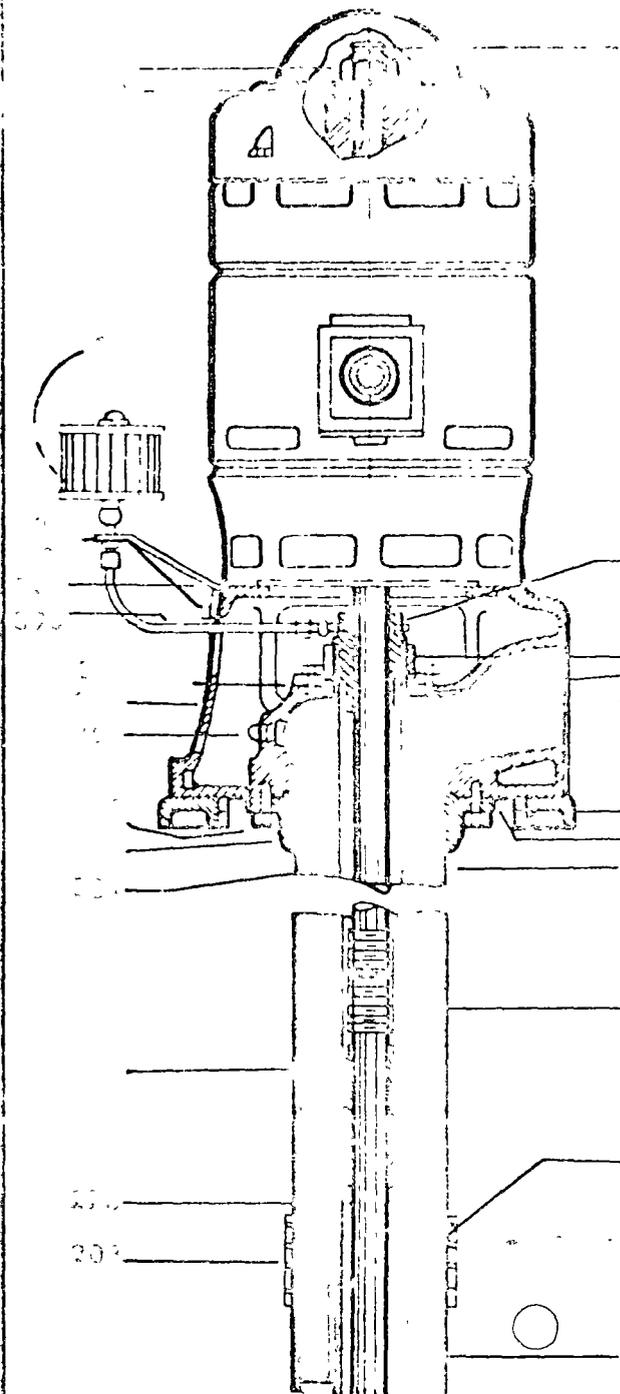
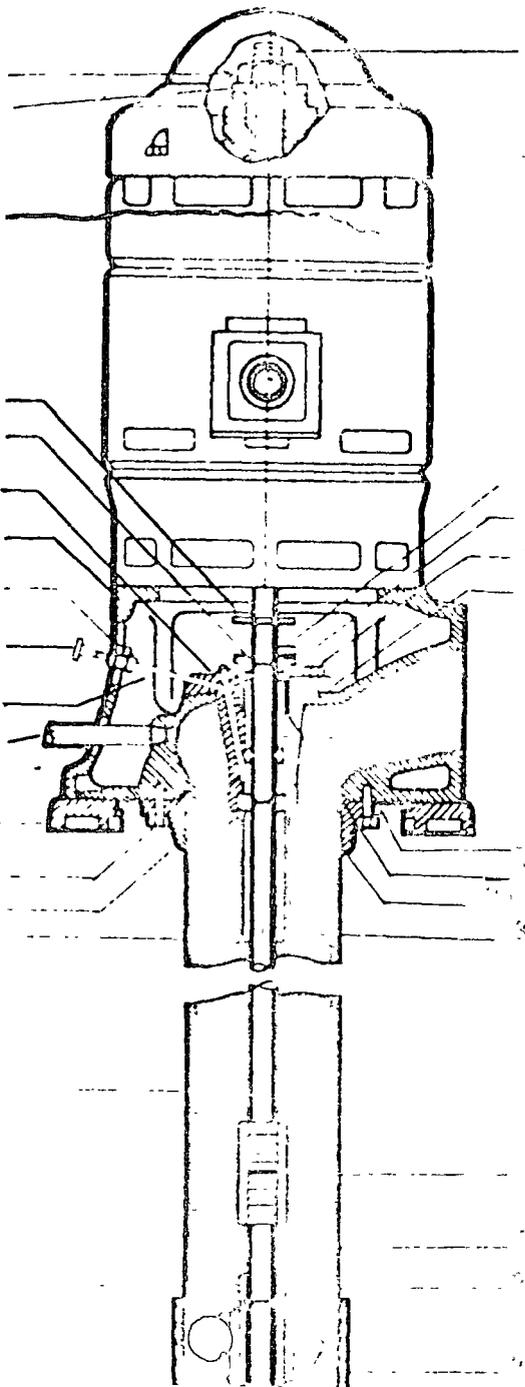
para pozo profundo

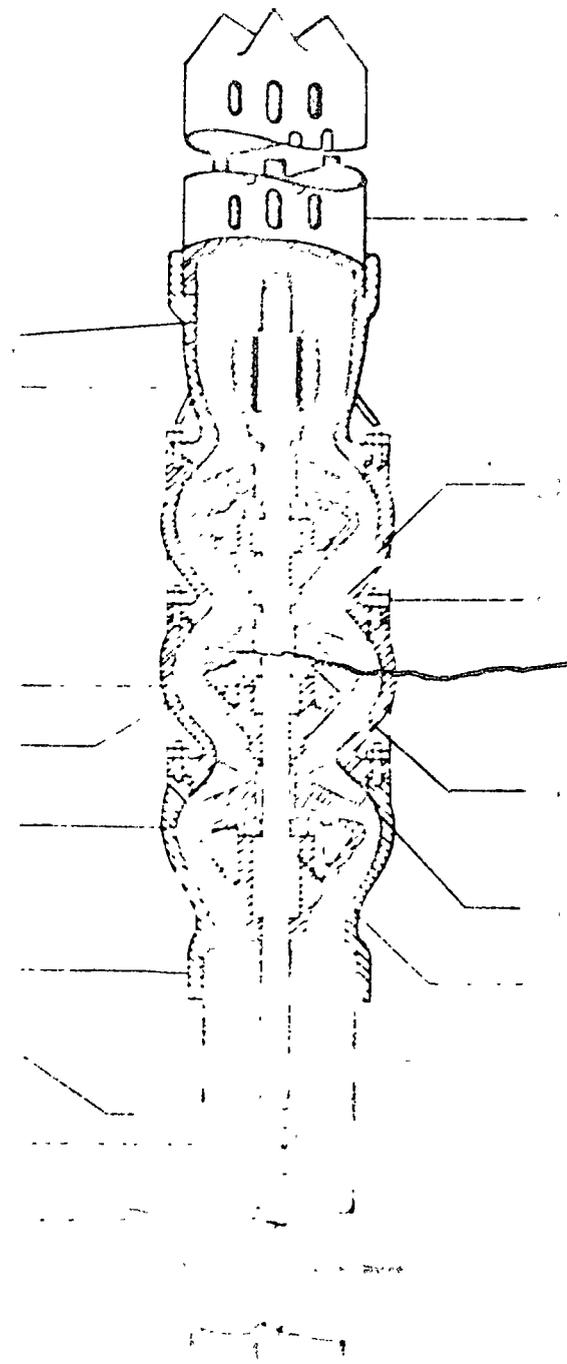
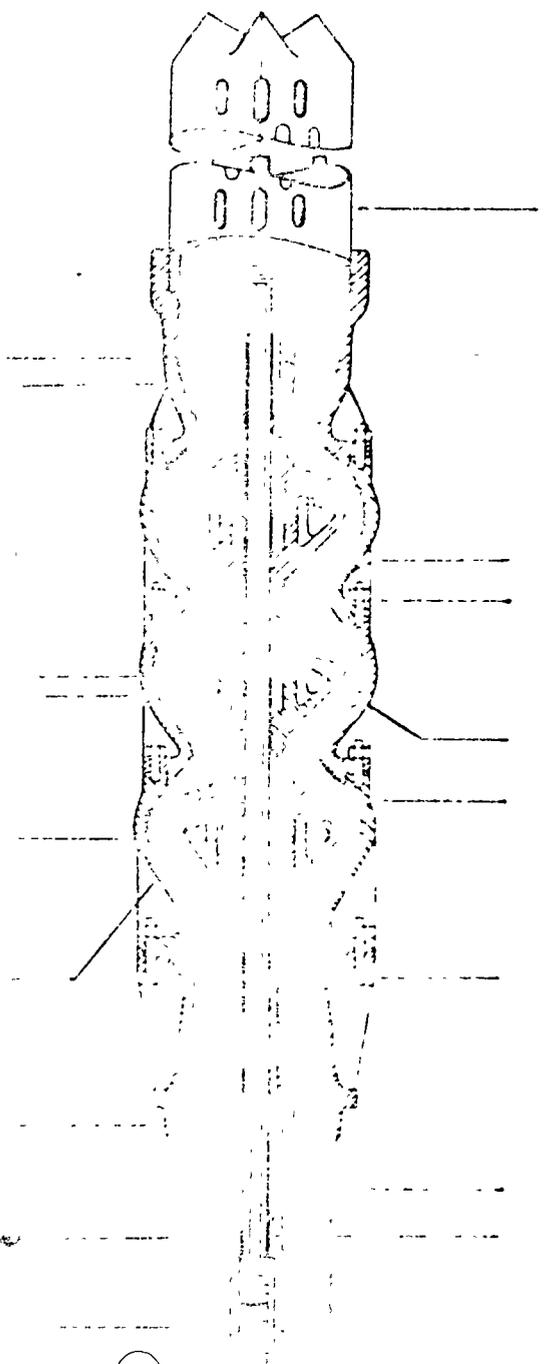


BRAND FAVORITE



PAMPA





OBSERVACIONES GENERALES (MODS. 6977 Y 6972)

Las flechas se suministran según el caso, con motor eléctrico vertical de flecha hueca con cabezal de engranaje y flecha flexible para acoplamiento con motor de combustión interna o con cabezal de polea vertical.

Los motores y cabezales de impulso se suministran con dispositivo de no retroceso para evitar la rotación de la bomba en sentido contrario que podría ocasionar desatornillamiento de la flecha.

A los motores y cabezales de impulso van provistos de un balero extrafuerte de empuje axial para soportar la carga hidráulica total.

Los tubos de la columna se suministran en largos exactamente calculados para evitar cualquier dificultad en la instalación de la bomba y asegurar el alineamiento correcto de las chumaceras. Los coples de conexión son de acero extrafuerte.

Los coples hechos de hierro vaciado de alta calidad son maquinados con tolerancias pequeñísimas ofreciendo así un mínimo de resistencia al paso de agua.

Los impelentes hechos de bronce especial, son del tipo semiabierto científicamente balanceados. La posición de los impelentes, dentro de los tazones puede ajustarse fácilmente desde la tuerca de ajuste en el extremo superior de la flecha, para variar el gasto o compensar el desgaste eventual de los mismos.

Una de las características insuperables de estos impelentes es la de no sobrecargar el motor impulsor aun en caso de fluctuaciones considerables de la altura de bombeo.

La flecha del conjunto de impelentes es de acero inoxidable. Los impelentes se colocan sobre la flecha mediante manguitos de acero y tuercas de fijación sin necesidad de cuñas.

CARACTERÍSTICAS DE LA BOMBA MOD. 6977, LUBRICADA POR AGUA

La flecha de la bomba, hecha de acero de alta calidad, se suministra en largos exactos. En lugar de cada chumacera dicha flecha lleva un manguito hecho de acero especial de alta resistencia contra el desgaste. Los coples de la flecha son de acero extrafuerte.

Las tolerancias mínimas de fabricación aseguran un perfecto alineamiento de la flecha y un trabajo exento de vibraciones.

La bomba tiene chumaceras de hule lubricadas por la misma agua de bombeo y van colocadas dentro de soportes hechos de bronce, que descansan entre los extremos de los tramos correspondientes de la columna.

Las chumaceras se colocan a una distancia de 3 m. o de 150 m., según la velocidad de trabajo de la bomba.

Existe cierto juego intencional entre la flecha y la chumacera de hule y entre esta última y el citado soporte para permitir la lubricación por agua y la libre rotación de la flecha. Esta construcción de las chumaceras de la bomba en combinación con las características hidráulicas de sus impelentes han dado envidiable fama a la bomba Fairbanks Morse-Pomona.

La flecha de los impelentes gira también en chumaceras de hule. Una chumacera extralarga está colocada en los extremos superior e inferior del conjunto de tazones, habiendo además chumaceras entre cada impelente, resultando así distancias muy cortas entre soportes en esta parte de la flecha lo que permite la combinación de un gran número de impelentes para cubrir las necesidades de cada caso.

CARACTERÍSTICAS DE LA BOMBA MOD. 6972, LUBRICADA POR ACEITE

La flecha de la bomba y sus coples están fabricados del mismo acero de alta calidad antes mencionado, con excepción de la supresión de los manguitos de acero especial.

La flecha gira dentro de un tubo funda de acero extrafuerte cuyos coples hechos de bronce sirven a la vez de chumaceras para la flecha. Estas chumaceras se colocan a distancias de 15 m. o de 1 m., según la velocidad de trabajo de la bomba.

La flecha no entra en contacto con el agua de bombeo y recibe su lubricación desde una aceitera instalada al lado del cabezal de descarga la que, en los casos de servicio con motor eléctrico, tiene un dispositivo que hace funcionar la lubricación automáticamente al arrancar la bomba, cesándola cuando la bomba se para.

Para evitar vibraciones del tubo funda y centrarlo en la columna de descarga, se colocan a distancias convenientes los soportes llamados "arañas de hule".

En el cuerpo de tazones las chumaceras superiores correspondientes al tazón de descarga están hechas de bronce, mientras que las de los tazones intermedios y de succión, son de hule.

Se ha prestado especial atención para que el aceite de lubricación no entre en contacto con el agua de bombeo y viceversa. Con este objeto se ha colocado en el extremo inferior del tubo funda un sello de cuero tipo "U", el que en bombas para desarrollar altas presiones, consiste de un sello múltiple.

HECHAS EN MEXICO POR**MANUFACTURERA FAIRBANKS-MORSE, S. A.**

OFICINAS DE VENTAS: Av. Cuauhtemoc No. 1338 2o. Piso Mexico 13, D. F. Tels. 559-12-33, 559-14 24

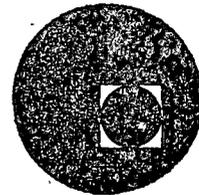
SUC GUADALAJARA: Tolsá No. 691 Tel. 12-02-97

SUC MONTERREY: Av. E Garza Sada No. 2408 Sur Tels. 58-03-43, 58-45-88





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



SELECCION Y OPERACION DE BOMBAS DE AGUA Y SISTEMAS DE BOMBEO



ING. MANUEL VIEJO ZUBICARAY
MARZO, 1976

Palacio de Minería
Tacuba 5, primer piso. México 1, D. F.
Tels.: 521-40-23 521-73-35 5123-123



DEFINICIONES Y NOMENCLATURA

Definiciones de las partes constitutivas de una bomba. Las partes constitutivas de una bomba centrífuga dependen de su construcción y tipo. Por esta razón existe una innumerable cantidad de piezas, las cuales se han numerado de 1 a 170 por el Instituto de Hidráulica de los Estados Unidos de América.

De la lista que aparece en el libro del Instituto se han entresacado las partes más usadas, cuyos nombres se enumeran a continuación y se ilustran en la figura 20.

1. Carcaza	44. Cople (mitad bomba)	
A. Mitad superior	46. Cuña del cople	
B. Mitad inferior	48. Buje del cople	
2. Impulsor	50. Tuerca del cople	
4. Propela	52. Perno del cople	
6. Flecha	59. Tapa de registro	
7. Anillo de desgaste de la carcaza	68. Collarín de la flecha	
8. Anillo de desgaste del impulsor	72. Collarín axial	
9. Tapa de succión	78. Espaciador de balero	
11. Tapa del estopero	85. Tubo de protección de la flecha	
13. Empaque	89. Sello	
14. Camisa de flecha	91. Tazón de succión	
15. Tazón de descarga	101. Tubo de columna	
16. Balero (interior)	103. Chumacera de conexión	
17. Prensaestopas	123. Tapa de balero	
18. Balero (exterior)	125. Graseira de copa	
19. Soporte de baleros	127. Tubería de sello	
20. Tuerca de la camisa		
22. Tuerca del balero		
24. Tuerca del impulsor		
25. Anillo de desgaste de la cabeza de succión	Extremo líquido	} Carcaza Cabeza de succión Impulsor Anillos Camisa de flecha Jaula de sello Sello, etc.
27. Anillo de la tapa del estopero	(todas las partes en contacto con el líquido)	
29. Jaula de sello		
31. Alojamiento de balero (interior)		
32. Cuña del impulsor		
33. Alojamiento de balero (exterior)		
35. Cuña de la propela		
37. Tapa de balero (exterior)		
39. Buje del balero	Elementos de soporte	} Soporte Flecha Baleros Tapas, etc.
40. Deflector	y transmisión	
42. Cople (mitad motor)		

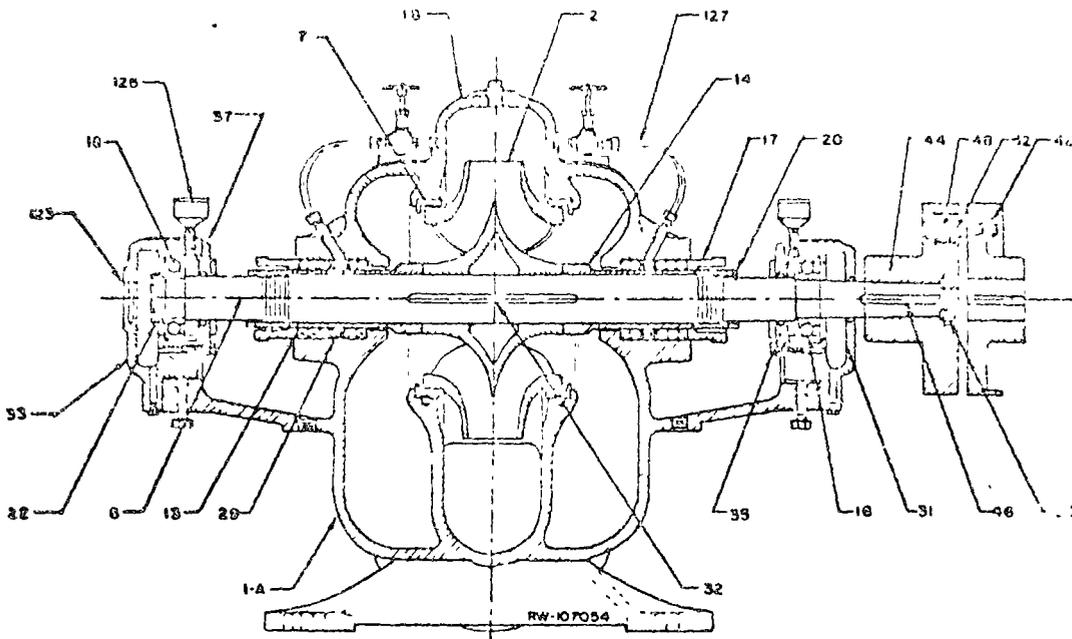


Figura 20. Partes constitutivas de una bomba centrífuga.

Tamaño. El tamaño nominal de una bomba centrífuga se determina generalmente por el diámetro interior de la brida de descarga. Sin embargo, esta designación muchas veces no es suficiente puesto que no determina el gasto que puede proporcionar una bomba, ya que éste dependerá de la velocidad de rotación así como del diámetro del impulsor.

Conforme a ello suelen usarse designaciones tales como la que se muestra al final de esta página.

Sentido de rotación. El sentido de rotación de una bomba centrífuga puede ser:

- a) En el sentido de las manecillas del reloj.
- b) En el sentido contrario a las manecillas del reloj.

El punto de observación debe ser en una bomba horizontal cuando el observador está colocado en el lado del cople de la bomba.

Lo mismo sucede en las bombas verticales en las cuales el observador debe colocarse mirando hacia abajo a la flecha superior de la bomba.

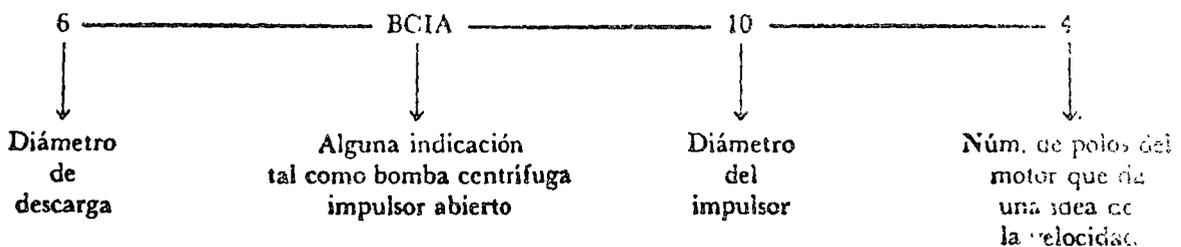
Clasificación de las bombas por el tipo de material de sus partes. Las designaciones del material más frecuentemente usadas para bombas son:

1. Bomba estándar (hierro y bronce).
2. Bomba toda de hierro
3. Bomba toda de bronce.
4. Bombas de acero con partes internas de hierro inoxidable
5. Bombas de acero inoxidable.

Las bombas centrífugas pueden construirse también de otros metales y aleaciones como porcelana, vidrio, hules, etcétera.

Las condiciones de servicio y la naturaleza del líquido manejado determinarán el tipo de material que se usará.

Para bombas de alimentación de agua potable la construcción más normal es la estándar de hierro y bronce.



Parte	Bomba estándar	Bomba toda de fierro	Bomba toda de bronce	Bomba de acero	Bomba de acero inoxidable
Carcasa	Fierro	Fierro	Bronce	Acero	Acero inoxidable
Cabeza de succión	Fierro	Fierro	Bronce	Acero	Acero inoxidable
Impulsor	Bronce	Fierro	Bronce	Fierro, acero o acero inoxidable	Acero inoxidable
Anillos de desgaste	Bronce	Fierro	Bronce	Acero inoxidable	Acero inoxidable
Difusores	Fierro	Fierro	Bronce	Acero	Acero inoxidable
Flecha	Acero	Acero	Acero	Acero con alto contenido de carbono	Acero inoxidable
Cámara de flecha	Latón	Acero o acero inoxidable	Latón	Acero inoxidable	Acero inoxidable
Prensastopas y partes pequeñas	Bronce	Fierro	Bronce	Acero o acero inoxidable	Acero inoxidable
Soporte de baleros	Fierro	Fierro	Fierro	Fierro	Fierro

En el cuadro anterior se mencionan los materiales usados en las partes de una bomba horizontal, según la construcción de cada una de ellas.

Las bombas de pozo profundo usadas para alimentación de agua usan los siguientes materiales:

- Tazones—Fierro.
- Impulsores—Bronce
- Flechas de impulsor—Acero inoxidable 13% Cr.
- Flechas de línea—Acero al carbono.
- Chumaceras—Bronce.
- Tuberías—Acero.
- Cabezal de descarga—Fierro o acero.

En general, las condiciones de servicio que afectan principalmente la selección de materiales son las siguientes:

- a) Corrosión del líquido manejado.
- b) Acción electroquímica.
- c) Abrasión de los sólidos en suspensión.
- d) Temperatura de bombeo
- e) Carga de operación.
- f) Vida esperada.

Como se ve, en el caso de bombas para alimentación de agua potable, los factores anteriores no están presentes, a excepción de la abrasión que puede producirse con pozos donde exista arena.

Un factor que puede afectar la selección de materiales para bombas de alimentación de agua potable es el tipo de lubricación. En los casos en que el aceite lubricante pudiese contaminar el agua se usa lubricación por

agua, teniéndose que usar entonces camisas de acero inoxidable y chumaceras de hule montado en soportes de chumacera de bronce.

Clasificación de las bombas por el tipo de succión. Las bombas, de acuerdo con su tipo de succión, se pueden catalogar en:

1. Simple succión.
2. Doble succión (ambos lados del impulsor).
3. Succión negativa (nivel del líquido inferior al de la bomba).
4. Succión positiva (nivel del líquido superior al de la bomba).
5. Succión a presión (la bomba succiona el líquido de una cámara hermética donde se encuentra ahogada y a donde llega el líquido a presión).

Clasificación de las bombas por su dirección de flujo. De acuerdo con la dirección del flujo las bombas se dividen en:

1. Bombas de flujo radial.
2. Bombas de flujo mixto.
3. Bombas de flujo axial.

Las bombas de flujo radial tienen impulsores generalmente angostos de baja velocidad específica, que desarrollan cargas altas. El flujo es casi totalmente radial y la presión desarrollada es debida principalmente a la fuerza centrífuga.

En las bombas de flujo mixto el flujo cambia de axial a radial. Son bombas para gastos y cargas intermedias y

la velocidad específica de los impulsores es mayor que las de flujo radial

En las bombas de flujo axial llamadas de propela el flujo es completamente axial y sus impulsores son de alta velocidad específica.

CARCAZA

Función. La función de la carcasa en una bomba centrífuga es convertir la energía de velocidad impartida al líquido por el impulsor en energía de presión. Esto se lleva a cabo mediante reducción de la velocidad por un aumento gradual del área.

Tipos

- | | | | | | |
|--|--------------------------|---------------------------|-----------|---------|------------|
| Según la manera de efectuar la conversión de energía | } Voluta | { Simple | | | |
| | | { Doble | | | |
| | } Difusor | | | | |
| | | | | | |
| Según su construcción | } De una pieza | { Por un plano horizontal | | | |
| | | { Por un plano vertical | | | |
| | | { Por un plano inclinado | | | |
| | } Partida | | | | |
| | | | | | |
| | | | | | |
| Según sus características de succión | } Simple | } Succión por un extremo | { Lateral | | |
| | | | | } Doble | { Superior |
| | } Succión por un extremo | | | | |
| | | | | | |
| Según el número de pasos | } De un paso | | | | |
| | | } De varios pasos | | | |

La carcasa tipo voluta. Es llamada así por su forma de espiral. Su área es incrementada a lo largo de los 360° que rodean al impulsor hasta llegar a la garganta de la carcasa donde conecta con la descarga (Fig. 21).

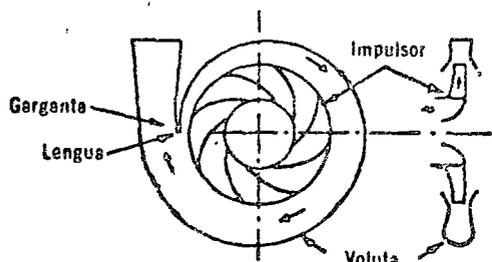


Figura 21. Carcasa tipo voluta.

Debido a que la voluta no es simétrica, existe un desbalanceo de presiones, lo cual origina una fuerza radial muy apreciable sobre todo si la bomba se trabaja con gastos alejados y menores al gasto del punto de máxima eficiencia.

La magnitud de este empuje radial es una función de la carga, diámetro del impulsor, ancho del mismo y diseño de la misma carcasa. Cuando se quiere eliminar el problema del empuje radial que se produce en una bomba de simple voluta se usa bomba de doble voluta en la cual cada voluta toma la mitad del gasto y cada una de ellas tiene su garganta colocada 180° distante

Esta variante se usa solamente en bombas grandes

La carcasa tipo difusor Consiste en una serie de a-pas fijas que además de hacer el cambio de energía de velocidad a presión, guían el líquido de un impulsor a otro

Su aplicación más importante es en las bombas de pozo profundo que son bombas de varios pasos con impulsores en serie tal como se muestran en las figuras 22 y 23.

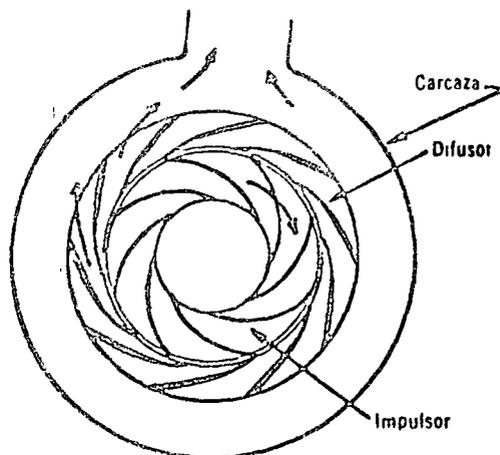


Figura 22. Carcasa tipo difusor

Según su construcción las carcasas pueden ser de una sola pieza o partidas.

Las carcasas de una sola pieza, por supuesto, deben tener una parte abierta por donde entra el líquido.

Sin embargo, para poder introducir el impulsor, es necesario que la carcasa esté partida y ello puede ser a través de un plano vertical, horizontal o inclinado (véase figuras 24 y 25).

Las carcasas que están partidas por un plano horizontal tienen la gran ventaja de que se pueden inspeccionar las partes internas sin tener que quitar las tuberías, y se designan como bombas de caja partida. Se usan para abastecimiento de agua en grandes cantidades.

Las bombas con carcasa inclinada se usan mucho en aquellos casos en que se manejan pulpas o pastas que continuamente están obstruyendo el impulsor y cuya revisión es continua, pero su uso es para fábricas de papel e ingenios, como se verá en otro capítulo.

Según sus características de succión las carcasas pueden ser de simple o doble succión, correspondiendo a las

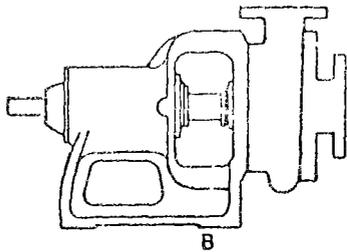


Figura 24. Carcaza partida por un plano vertical.

1. Diseño con la elaboración de los planos
2. Elaboración de modelos
3. Selección de materiales
4. Fundición
5. Maquinado

El diseño se hace partiendo de las condiciones hidráulicas que se pretenden cubrir y mediante los conocimientos obtenidos del diseño hidrodinámico, así como de las experiencias obtenidas en diseños anteriores mediante los cuales se fijan constantes de diseño que facilitan el trabajo del proyectista

Es sabido que la complejidad del flujo en una máquina hidráulica impone aún hoy día, la necesidad de recurrir en numerosas ocasiones a la experimentación, bien en modelos reales o en modelos a escala, convirtiendo los resultados por las relaciones de homología.

Una vez que experimentalmente se ha obtenido la forma óptima, se terminan los planos, determinando todas las secciones y desarrollos necesarios para proceder a la elaboración de los modelos que se usaron para la fundición de las piezas.

Los modelos suelen hacerse en madera o en aluminio. Si la madera es buena y desflepada que asegure que no habrá deformaciones, se prefiere por su fácil trabajo y menor costo. Cuando la madera no cumple dichas condiciones, como es el caso en México, es necesario

hacer un modelo maestro en madera y el modelo definitivo de trabajo en aluminio, ya que éste no se tuerce, es ligero y resiste mucho más, aun cuando, por supuesto, es mucho más caro

Al hacer los modelos debe tenerse en cuenta la contracción que sufrirá el material al ser fundido y por tanto el modelo deberá ser más grande. La contracción de los metales usados es la siguiente:

Fierro	1/8" por pie
Bronce	3/16" por pie
Acero	1/4" por pie
Acero inoxidable	5/16" por pie

Materiales de la carcasa La mayoría de las carcasas de bombas centrífugas están hechas de fierro fundido. Sin embargo, tiene limitaciones debido a su baja resistencia a la tensión, por lo cual no se puede usar ni para altas presiones ni altas temperaturas en donde deberán usarse materiales como acero, el cual con menores espesores podrá soportar presiones mayores.

Raras veces se usan carcasas de fierro para presiones mayores de 1,000 lb/plg² y temperaturas superiores a 350°F.

El fierro es, además, difícil de soldar, cosa que no sucede con el acero. Otro material usado en carcasas de bombas centrífugas es el bronce, donde no se quiere tener contaminación en el agua o se tengan substancias ligeramente ácidas.

También se usa acero inoxidable en sus diferentes tipos, si el líquido es altamente corrosivo o erosivo.

Para agua potable los materiales más comunes de la carcasa son fierro y algunas veces bronce.

La fundición de fierro es más fácil que la de bronce y mucho más fácil que las de acero y acero inoxidable.

Para el maquinado de carcasas se necesitan talleres dotados de tornos, mandiladoras, taladros, etc., y se deben sujetar a una inspección rigurosa para un buen ajuste en el ensamble con las demás partes constitutivas de la bomba que se verán a continuación.

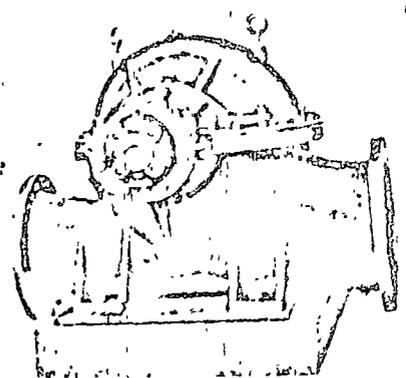


Figura 25. Carcaza partida por un plano horizontal.

IMPULSORES

El impulsor es el corazón de la bomba centrífuga. Recibe el líquido y le imparte una velocidad de la cual depende la carga producida por la bomba.

Los impulsores se clasifican según:

Tipo de succión	{ Simple succión Doble succión
Forma de las aspas	{ Aspas curvas radiales Aspas tipo Francis Aspas para flujo mixto Aspas tipo propela
Dirección del flujo	{ Radial Mixto Axial

Construcción mecánica { Abierto
 Semiabierto
 Cerrado .

Velocidad específica { Baja
 Media
 Alta

En un impulsor de simple succión el líquido entra por un solo extremo, en tanto que el de doble succión podría considerarse como uno formado por dos de simple succión colocados espalda con espalda (Figs 30 y 31)

El de doble succión tiene entrada por ambos extremos y una salida común

El impulsor de simple succión es más práctico y usado, debido a razones de manufactura y a que simplifica considerablemente la forma de la carcaza. Sin embargo, para grandes gastos, es preferible usar un impulsor de doble succión, ya que para la misma carga maneja el doble de gasto

Tiene además la ventaja de que debido a la succión por lados opuestos no se produce empuje axial, sin embargo, complica bastante la forma de la carcaza

En cuanto a la forma de las aspas hemos visto cuatro grupos que se ilustran en las figuras 32, 33 y 34, explicándose al mismo tiempo su tipo de flujo y velocidad específicos

Los impulsores de aspas de simple curvatura son de flujo radial y están sobre un plano perpendicular. Generalmente son impulsores para gastos pequeños y cargas altas, por lo cual son impulsores de baja velocidad específica. Manejan líquidos limpios sin sólidos en suspensión.

En un impulsor tipo Francis, las aspas tienen doble curvatura. Son más anchas y el flujo tiende a ser ya radial, ya axial. La velocidad específica va aumentando y la curva de variación del gasto con la carga se hace más plana

Una degeneración de este tipo lo constituye el clásico impulsor de flujo mixto, es decir, radial-axial, en el cual empieza ya a predominar el flujo mixto. Se pueden manejar líquidos con sólidos en suspensión

Por último, tenemos los impulsores tipos propela de flujo completamente axial para gastos altísimos y cargas reducidas, que vienen a ser los de máxima velocidad específica. Tienen pocas aspas y pueden manejar líquidos con sólidos en suspensión de tamaño relativamente grande.

Son especialmente adecuados para bombas de drenaje en ciudades. Otro tipo de aspas es el de los impulsores centrífugos inatascables. Todos ellos se muestran en las figuras 35, 36 y 37.

Por su construcción mecánica se ve que pueden ser completamente abiertos, semiabiertos o cerrados.

Un impulsor abierto es aquél en el cual las aspas están unidas al mamelón central sin ningún plato en los extremos. Si estos impulsores son grandes en diámetro, resultan muy débiles, por lo cual, aun cuando en realidad son semiabiertos, lo que se conoce como impulsores

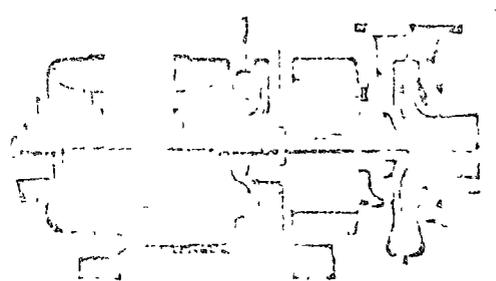


Figura 26. Succión lateral. Descarga por arriba

abiertos, llevan un plato en la parte posterior que les da resistencia (Fig 38).

Estos impulsores abiertos tienen la ventaja de que pueden manejar líquidos ligeramente sucios ya que la inspección visual es mucho más simple y posible. Tienen la desventaja de tener que trabajar con claros muy reducidos

Los impulsores cerrados pueden trabajar con claros mayores entre ellos y la carcaza, ya que en realidad el líquido va canalizando entre las tapas integrales con las aspas que cubren ambos lados del impulsor (Fig. 39).

Por esta razón no se presentan fugas ni recirculación. Son los impulsores más usados en aplicaciones generales de las bombas centrífugas de simple y doble succión así como en las bombas de varios pasos.

ANILLOS DE DESGASTE

La función del anillo de desgaste es el tener un elemento fácil y barato de remover en aquellas partes en donde, debido a las cerradas holguras que se producen entre el impulsor que gira y la carcaza fija, la presencia del desgaste es casi segura. En esta forma, en lugar de tener que cambiar todo el impulsor o toda la carcaza, solamente se quitan los anillos, los cuales pueden estar montados a presión en la carcaza o en el impulsor, o en ambos.

Existen diversos tipos de anillos y deberá escogerse el más adecuado para cada condición de trabajo y de líquido manejado. Estos incluyen: a) anillos planos; b) anillos en forma de L, y c) anillos de laberinto, de los cuales se pueden ver interesantes ilustraciones en la figura 40.

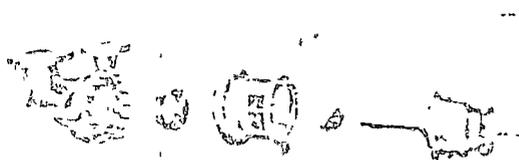


Figura 27. Succión por arriba. Descarga por arriba.



Figura 28. Succión por abajo. Descarga lateral

Deberá cuidarse el claro que existe entre los anillos, puesto que si es excesivo resultará en una recirculación considerable, y si es reducido, éstos pueden pegarse, sobre todo si los materiales tienen tendencia a adherirse entre sí, como en el caso de los aceros inoxidables.

Generalmente en las bombas centrífugas estándar se usa bronce y en el caso de aceros inoxidables éstos deberán tener una diferencia mínima de dureza, de 50 Brinell.

ESTOPEROS, EMPAQUES Y SELLOS

La función de éstos es evitar el flujo hacia afuera, del líquido bombeado a través del orificio por donde pasa la flecha de la bomba, y el flujo de aire hacia el interior de la bomba.

El estopero es una cavidad concéntrica con la flecha donde van colocados los empaques, de estos existen diversos tipos que serán citados posteriormente.

Prácticamente en todos los estoperos se tendrá que ejercer una cierta presión para contrarrestar o equilibrar la que ya existe en el interior de la bomba.

Por esta razón, los empaques deben comportarse plásticamente para ajustarse debidamente y ser lo suficientemente consistentes para resistir la presión a que serán sometidos durante el funcionamiento de la bomba.

Debido a la misma presión, se origina en la flecha una fricción bastante considerable con el consabido aumento de temperatura, por lo cual deberá procurarse un medio de lubricación y enfriamiento.

Esto se logra mediante la introducción de una pieza que no se deforma llamada *jaula de sello*, la cual tiene una forma acanalada y a la cual se le hace llegar desde la misma carcasa, o desde una fuente externa un líquido de enfriamiento.

La presión de los empaques se efectúa por medio del *preusoestopos*, una pieza metálica que se mueve por me-

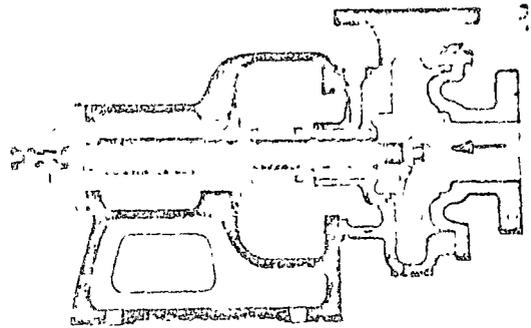


Figura 30. Impulsor de simple succión

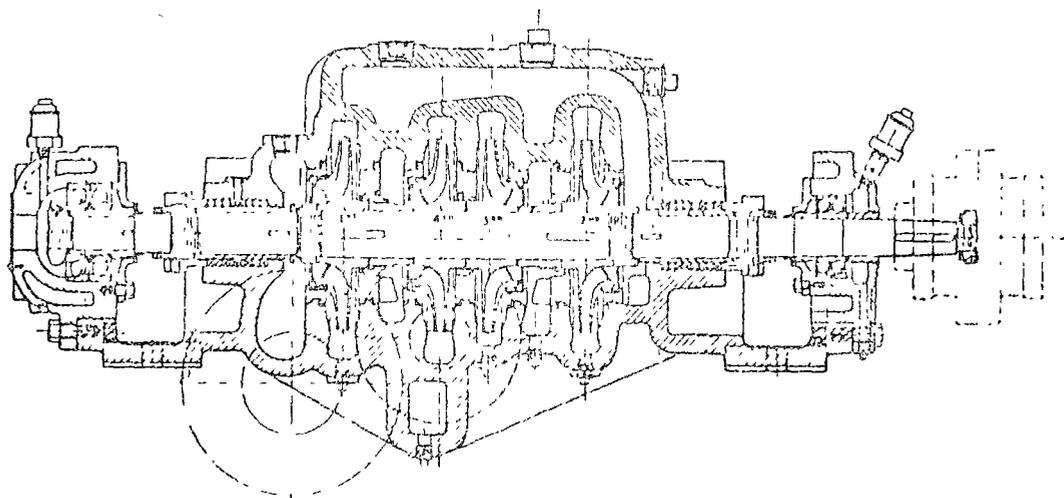


Figura 29. Bomba de cuatro pasos con impulsores opuestos.

do de tornillos. La disposición de los elementos citados se muestra en la figura 31.

Los materiales usados como empaques en las bombas centrífugas pueden ser diversos, pero los más usados son:

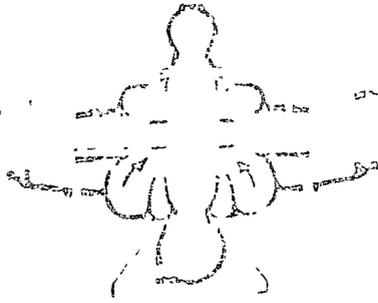


Figura 31. Impulsor de doble succión

1. Empaque de asbesto. Este es comparativamente suave y aconsejable para agua fría y agua a temperatura no muy elevada. Es el más comúnmente usado en forma de anillos cuadrados de asbesto grafitado.

2. Para presiones y temperaturas más altas pueden usarse anillos de empaque de una mezcla de fibras de asbesto y plomo o bien plásticos, con el mismo plomo, cobre o aluminio. Sin embargo, estos empaques se usan para otros líquidos diferentes del agua en procesos industriales químicos o de refinación.

3. Para sustancias químicas se utilizan empaques de fibras sintéticas, como el teflón, que dan excelentes resultados.



Figura 32. Impulsor de aspas curvas radiales

Como se ha dicho, todos ellos van introducidos como anillos en la caja de empaque, quedando en medio la jaula de sello, tal como se muestra en la figura 42.

Las bombas de pozo profundo lubricadas por agua llevan también una caja de empaques vertical coejección con la flecha, en la cual se alojan también la jaula de sello y los anillos de empaque grafitado, en una forma enteramente análoga a las centrífugas horizontales.

Sellos mecánicos. En aquellos casos en que se usa el empaque convencional y probastopax debe usarse un pequeño resorte, ya que de otra manera el calor y fricción producido sobre la flecha es muy variable, disminuyendo y haciendo que el motor tome más potencia.

Sin embargo, hay ocasiones en que se desea que no se produzca ninguna fuga o bien el líquido atara a los empaques haciendo que su cambio sea frecuente. En estos casos se usa un sello mecánico que consiste en dos superficies perfectamente bien pulidas que se encuentran en contacto una con otra. Una de ellas es estacionaria y se encuentra unida a la carcasa mientras que la otra gira con la flecha.

Los materiales de ambas superficies en forma de anillos son diferentes (generalmente una es de carbón o teflón y la otra de acero inoxidable).

El apriete de una superficie contra otra se logra por medio de un resorte. En los demás puntos por donde podría existir una fuga se ponen anillos y juntas de material adecuado, con lo cual se logra que el flujo que se escapa sea reducido prácticamente a nada.

Existe una gran cantidad de diseños de diferentes fabricantes y dos tipos básicos, el sello interior o sea dentro de la caja de empaques, y el sello externo.

Existe además el sello mecánico desbalanceado y el balanceado, entendiéndose por ello que la presión que ejerce el líquido sobre ambas caras debe ser la misma. En la figura 43 se ilustran mejor los sellos mecánicos.

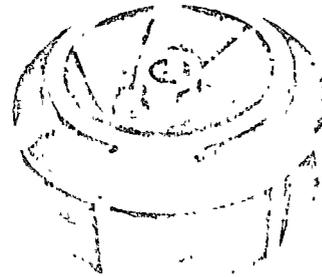


Figura 33. Impulsor tipo Francis

FLECHAS

La flecha de una bomba centrífuga es el eje de todos los elementos que giran en ella, transmitiendo además el movimiento que le imparte la flecha del motor.

En el caso de una bomba centrífuga horizontal la flecha es una sola pieza o lo largo de toda la bomba. En el caso de bombas de pozo profundo, existe una flecha de impulsores y después una serie de flechas de transmisión unidas por un coque, que completan la longitud necesaria desde el cuerpo de tazones hasta el cabezal de descarga.

Las flechas generalmente son de acero, modificándose únicamente el contenido de carbono, según la resistencia

que se necesite. En el caso de bombas de pozo profundo, las flechas de impulsores son de acero inoxidable con 13% de cromo, en tanto que las flechas de transmisión son de acero con 0.38 a 0.45 de carbono, rolado en frío y rectificado.



Figura 34. Impulsor de doble flujo

La determinación del diámetro de las flechas en centrífugas horizontales se hace tomando en cuenta la potencia máxima que va a transmitir la bomba, el peso de los elementos giratorios y el empuje radial que se produce en las bombas de voluta, que como se ha visto anteriormente, llega a ser una fuerza de magnitud apreciable.

Puesto que la velocidad crítica de una flecha está relacionada con su diámetro, deberán calcularse dichas velocidades críticas para que con el diámetro seleccionado, la flecha trabaje en zonas alejadas de la crítica.

Como es sabido, en la zona de velocidad crítica existen muchas vibraciones y cualquier desviación de la flecha las incrementa.

Las bombas de pozo profundo deberán tener chumaceras guía en diferentes puntos equidistantes, para



Figura 35. Impulsor mixto

reducir la longitud entre apoyos y las consecuentes vibraciones.

Las flechas, tanto para bombas horizontales como verticales, deben ser rectificadas y pulidas.



Figura 36. Impulsor axial

En las horizontales las partes que deben ser mejor maquinadas son las zonas de los baleros de la camisa de flecha, del coque y del impulsor, piezas que van aseguradas en distintas formas ya sea con cuñas, tuercas, etcétera.

Camisas de flecha. Debido a que la flecha es una pieza bastante cara y en la sección del empaque o de los apoyos hay desgaste, se necesita poner una camisa de flecha que tiene por objeto proteger la flecha y ser una pieza de cambio, sobre la cual trabajan los empaques.

Las camisas son generalmente de latón o de acero inoxidable y existen diversas formas constructivas de ellas, dependiendo del tamaño de la flecha y de la naturaleza del líquido manejado.

Como se ve en las figuras 44 y 45, la camisa se encuentra entre el impulsor y una tuerca que la aprieta. En bombas pequeñas hasta con una simple cuña.

COJINETES

El objeto de los cojinetes es soportar la flecha de todo el rotor en un alineamiento correcto en relación con las partes estacionarias. Por medio de un correcto diseño soportan las cargas radiales y axiales existentes en la bomba.



Figura 37. Impulsor tipo inatacable

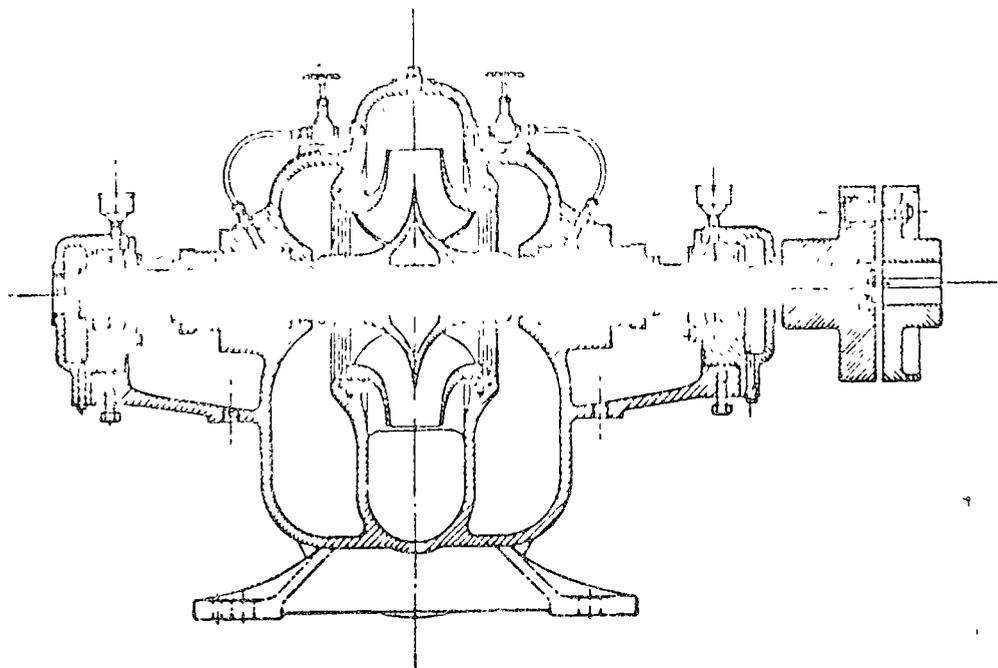


Figura 44. Flecha

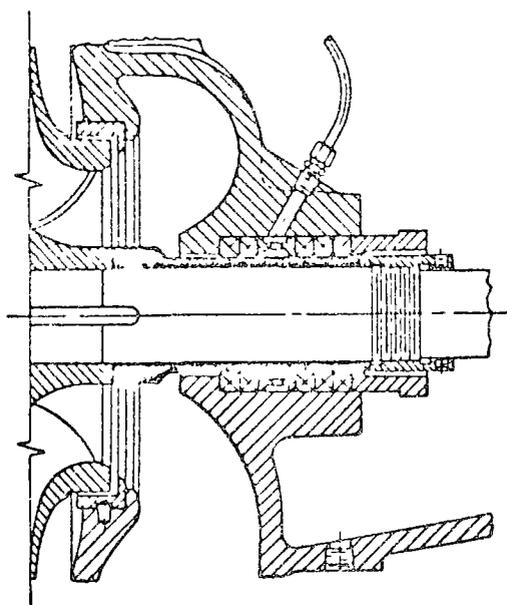


Figura 15. Camisa de flecha

estar a la altura de la línea de centros de la bola inferior y debe tenerse un par de anillos que efectúen una especie de bombeo del aceite a las paredes para que resbale y caiga sobre los baleros. El nivel será inspeccionado por medio de un indicador de nivel constante

Las construcciones de los alojamientos para baleros lubricados con aceite son más complicadas por tener que

va que una cantidad excesiva de grasa impide que las bolas giren, presentando siempre el mismo plano de carga con el consabido aumento de temperatura que perjudica a los baleros

Cuando los baleros se lubrican con aceite, es necesario proveer un medio idóneo para mantener los niveles adecuados en los alojamientos. El nivel de aceite debe

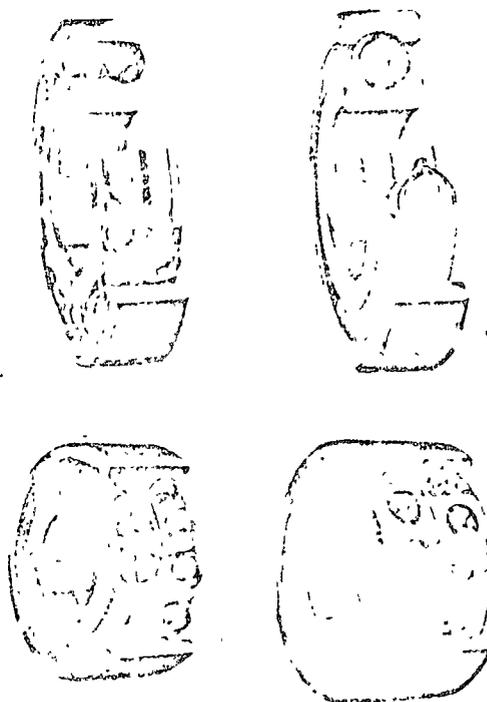


Figura 46. Diversos tipos de baleros.

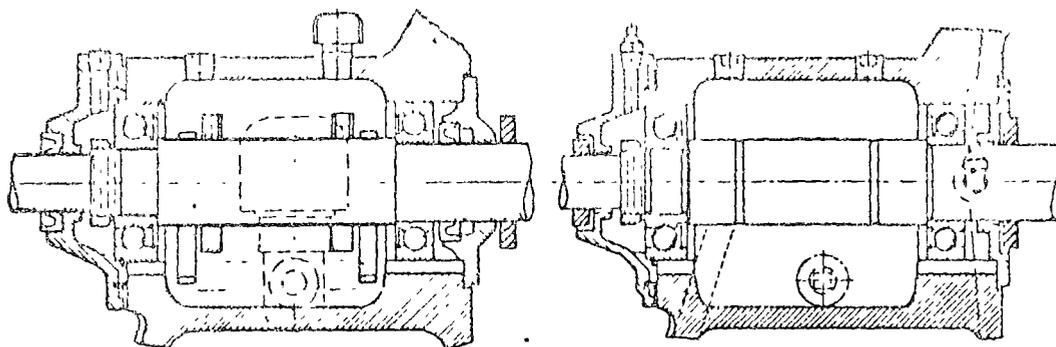


Figura 47. Alojamiento para baleros lubricados con aceite y grasa, respectivamente.

ponerse anillos lubricadores, anillos guía y sobre todo retenes. En la figura 47 se ve el mismo alojamiento para lubricación con aceite y grasa sucesivamente.

En las bombas de pozo profundo existen dos tipos de lubricación para las chumaceras contenidas a lo largo de la columna, las lubricadas con agua y las lubricadas con aceite, cuyos cortes y explicaciones se ilustran en las figuras 48 y 49.

BASES

Entre los elementos de soporte en una unidad existen:

- a) Soporte de baleros;
- b) Soporte de toda la bomba;
- c) Soporte del grupo bomba-motor.

Los soportes de baleros son los alojamientos donde los baleros entran con un ajuste especial quedando en una posición definida, perfectamente concéntrica con el eje de la flecha. Además de alojar los baleros, tienen la función de contener el lubricante necesario para la operación correcta de los mismos. Con baleros axiales el alojamiento tiene también la función de localizar el balero en su posición axial adecuada.

El alojamiento de baleros puede ser una pieza integral con el soporte del extremo líquido o bien una pieza completamente separada.

En el primer caso, el maquinado asegura un alineamiento correcto de todas las partes, evitando roces de las partes giratorias. En el caso en que los alojamientos sean partes separadas, es necesario ajustarlas por medio de tornillos para centrarlas exactamente.

En todos los casos, la carga radial es transmitida por el soporte hacia la base de la bomba, que sostiene el peso de toda ella. Lo anterior se ilustra en la figura 50.

Bases para grupo bomba-motor Por varias razones siempre es aconsejable que la bomba y el motor estén montados en una base común, donde al mismo tiempo se puedan montar y desmontar fácilmente.

La bomba y el motor deben estar perfectamente alineados y unidos por medio de un cople rígido o flexible, todo ello montado sobre una base metálica, la cual descansará sobre la cimentación fijada por medio de pernos de anclaje.

Por supuesto, conforme las unidades sean más grandes, más exacta deberá ser la construcción de las bases, que son maquinadas en la parte donde sentarán las patas del motor y de la bomba; la mayoría de las veces, éstas tendrán una altura diferente con respecto a la línea de centros.

En aquellas bombas donde se manejan líquidos a temperaturas altas, el soporte de la bomba sobre la base deberá hacerse en la parte media, con objeto de evitar que la expansión de las piezas pudiese afectar la altura; desalinear una unidad que tuviese las patas de la bomba apoyada sobre la base (véase Fig. 51).

Para hacer las cimentaciones, los fabricantes remiten dibujos certificados de las dimensiones de la bomba, cople y motor, así como el tamaño de la base, especificando el tamaño y colocación de los agujeros para los pernos de anclaje. Se incluyen también datos sobre el tamaño y colocación de las bridas de succión y de carga.

Se muestra en la figura 52 un dibujo esquemático tipo, el cual no se usa para construcción a menos que esté certificado.

Lo anterior es para unidades que van a tener coples y que por lo tanto deben estar perfectamente alineadas.

Sin embargo, hay muchas instalaciones donde se tienen dificultades para montar ambas unidades en una

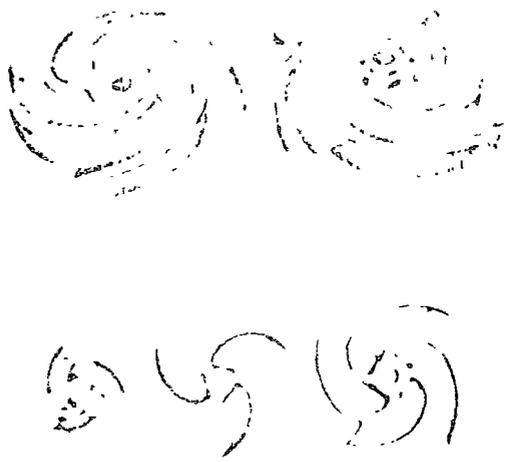


Figura 38. Impulsores abiertos

Los soportes pueden ser en forma de bujes de material suave, con aceite a presión que contra la flecha o bien los baleros comunes y corrientes, que pueden ser de bolas en sus variantes de una hilera, dos hileras, autoalineables, etc, o bien pueden ser del tipo de rodillos.

Para cargas axiales el balero deberá tener un hombro sobre el cual carguen las bolas. La carga axial es mayor en las bombas de pozo profundo que en las centrífugas horizontales y en éstas, es mayor en las bombas de simple succión que en las de doble.

En la figura 46 se ilustran diversos tipos de baleros, así como sus montajes en bombas centrífugas horizontales.



Figura 39. Parte anterior y posterior de un impulsor cerrado.

En las bombas de pozo profundo existen diversas chumaceras guía a lo largo de la bomba, como son:

- Chumacera en el cono de entrada;
- Chumacera en cada tazón;

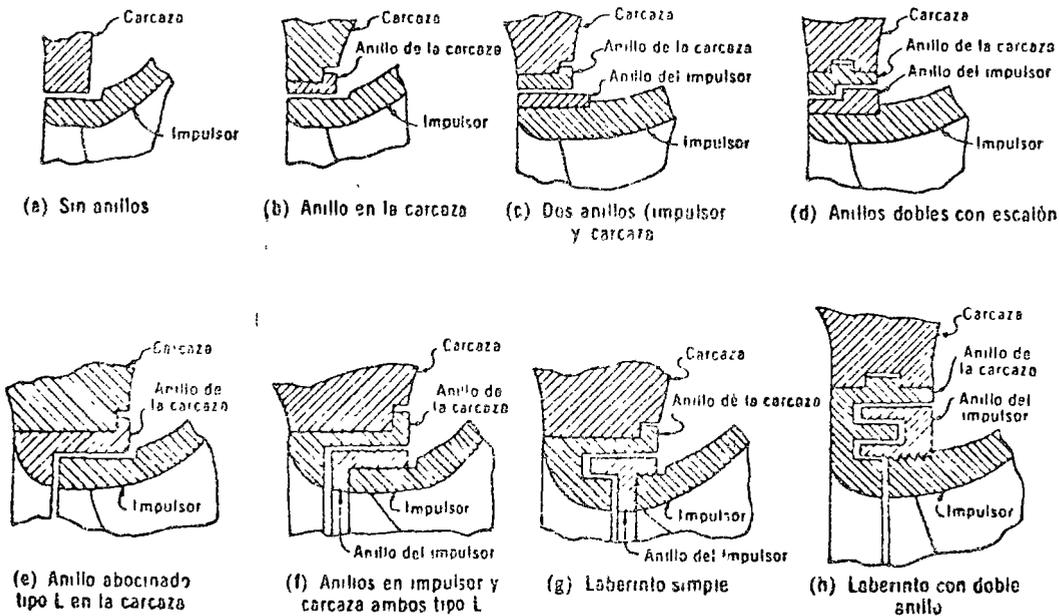


Figura 40. Diferentes tipos de anillos de desgaste.

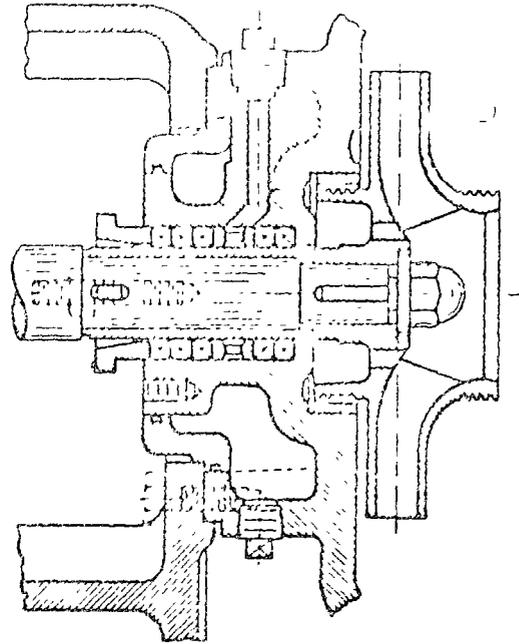


Figura 41. Jaula de sello

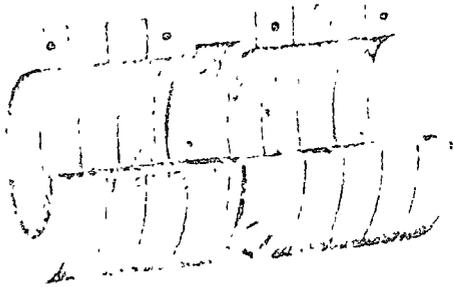


Figura 42. Empaque de fibras sintéticas con jaula

Chumacera en el cono de salida;
 Chumacera de línea;
 Cojinete de baleros en el motor.
 (Todas las chumaceras son bujes de bronce)

Lubricación de los cojinetes. El lubricante que se use en los cojinetes depende de las condiciones específicas de operación. Cuando se maneja agua a temperatura ambiente, la grasa es el lubricante generalmente usado y sólo se maneja aceite cuando las bombas van a trabajar con líquidos muy calientes los cuales, al transmitir su calor a la flecha, podían licuar la grasa.

Al usar grasa se deberá tener cuidado de no dejar los baleros sin ella, pero también de no sobre-lubricarlos,

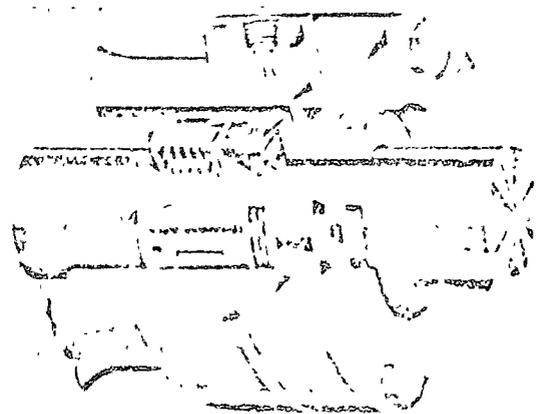
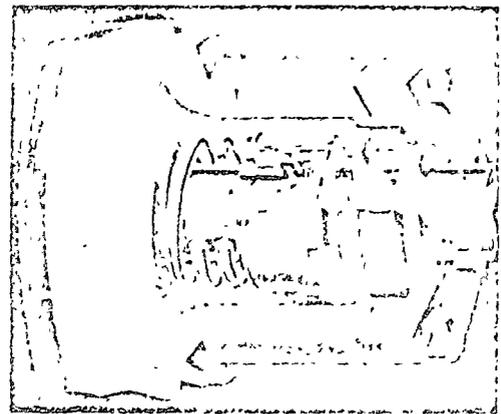


Figura 43. Sellos mecánicos

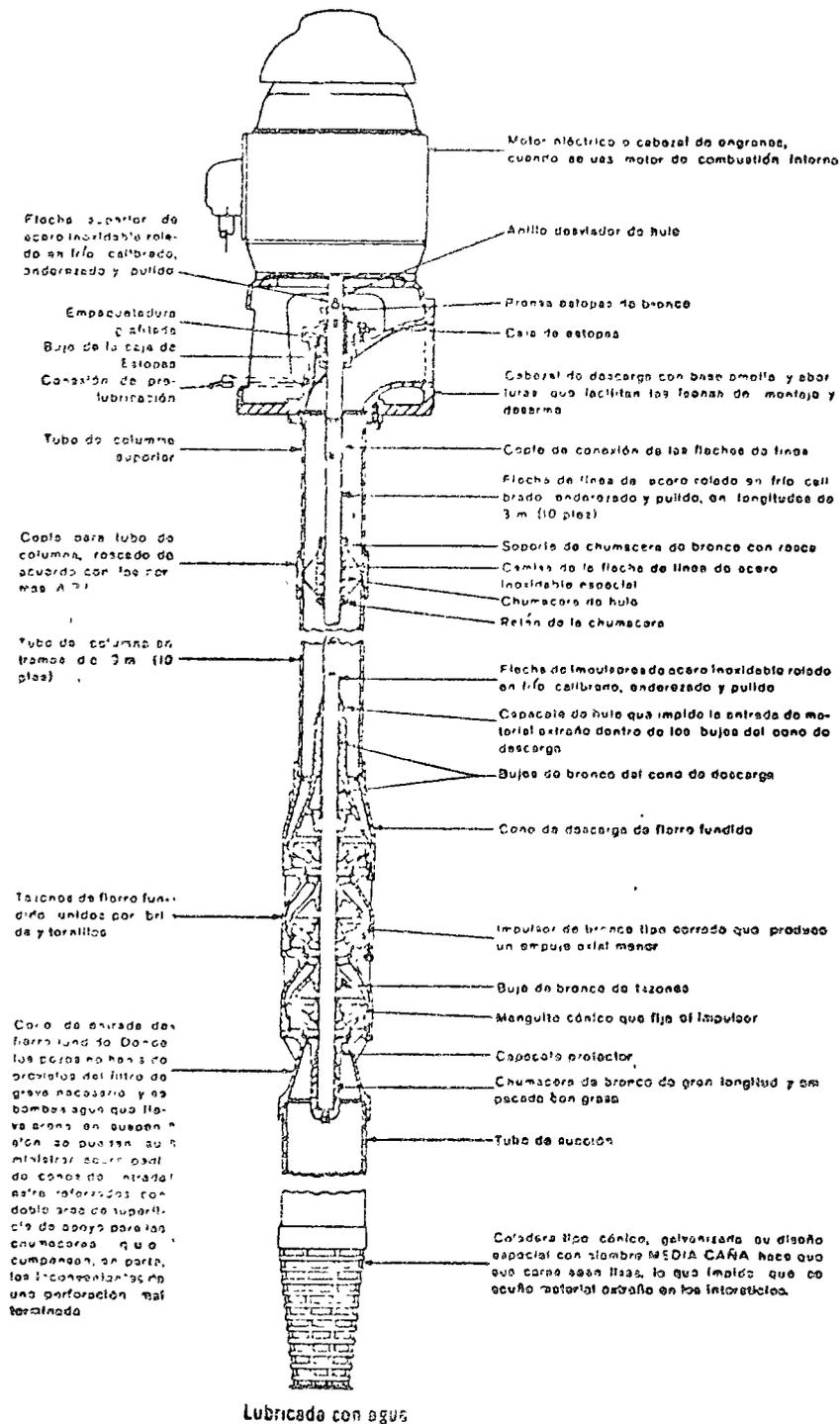


Figura 48. Bomba de pozo profundo lubricada con agua mostrando todas sus partes constructivas. (Cortés Werthington.)

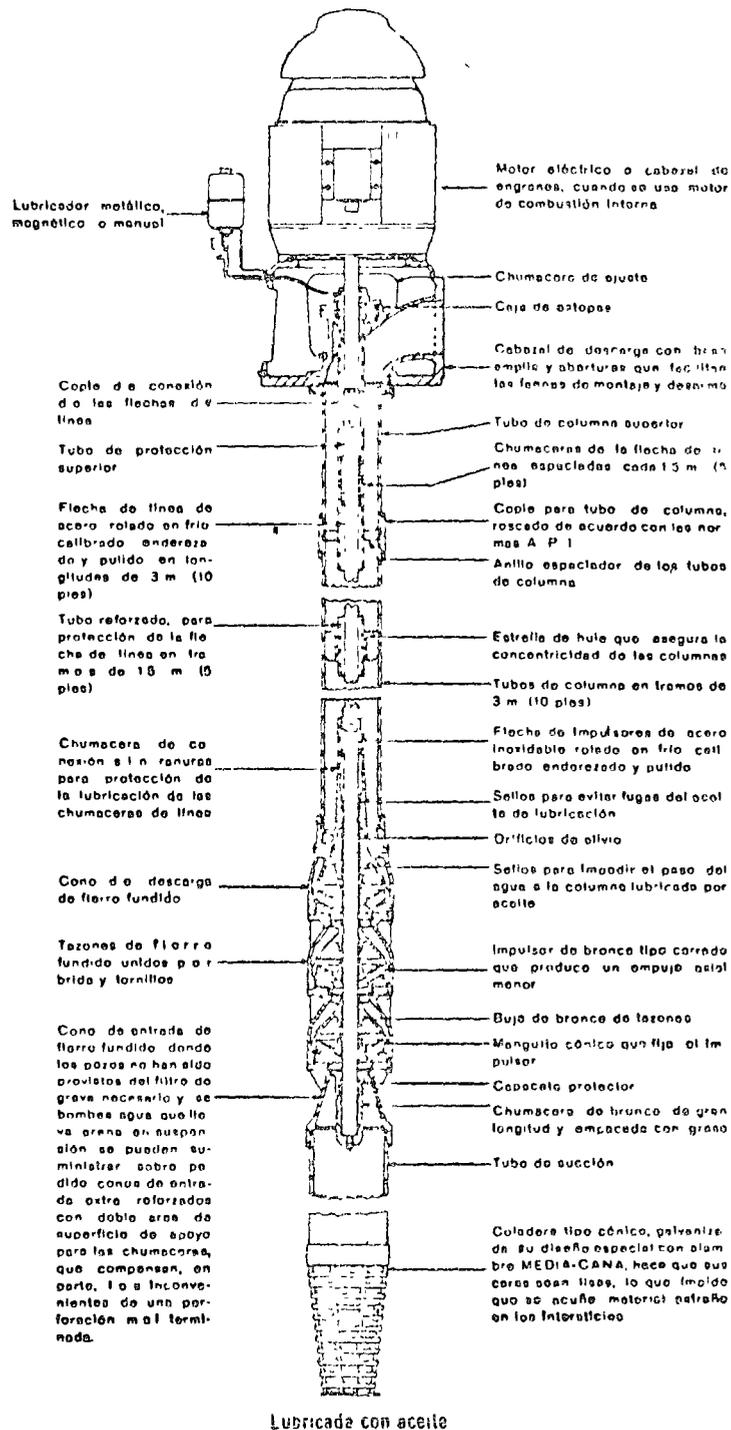


Figura 49. Bomba de pozo profundo lubricada con aceite, mostrando todas sus partes constructivas (Cortesía Worthington.)

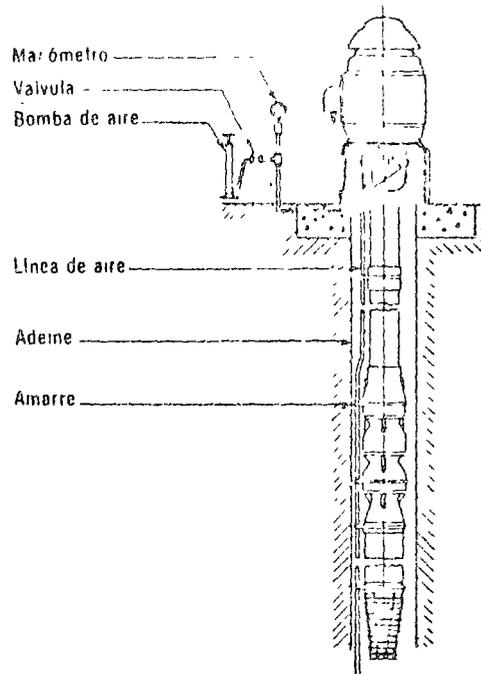


Figura 53. Cabezal de descarga.

misma base, por lo que se emplean transmisiones flexibles, tipo cardánicas. Estas se usan mucho, por ejemplo, para bombas de pozo profundo con motor de combustión interna y cabezal de engranes.

Para terminar, se mencionará que en las bombas de pozo profundo el elemento que carga con todas las partes fijas de la bomba, o sea, tubería y tazones, es el cabezal de descarga, pieza sumamente robusta que, además de ser por donde descarga la bomba, tiene conexiones por arriba para el motor o cabezal y por abajo para toda la tubería de columna.

El cabezal cargará y transmitirá esa carga como se demuestra en la figura 53.

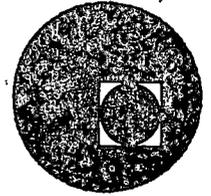
El peso de los elementos giratorios tales como flechas e impulsores, es soportado por un cojinete axial que se encuentra en el motor, que generalmente es de flecha hueca.

REFERENCIAS

- Karassik. *Engineers' Guide to Centrifugal Pumps*, McGraw Hill
 Karassik S. Carter. *Centrifugal Pumps*, McGraw Hill
 Instituto de Hidráulica (E.U.A.), Standards of the American Institute
 Worthington de México. Boletines técnicos.



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

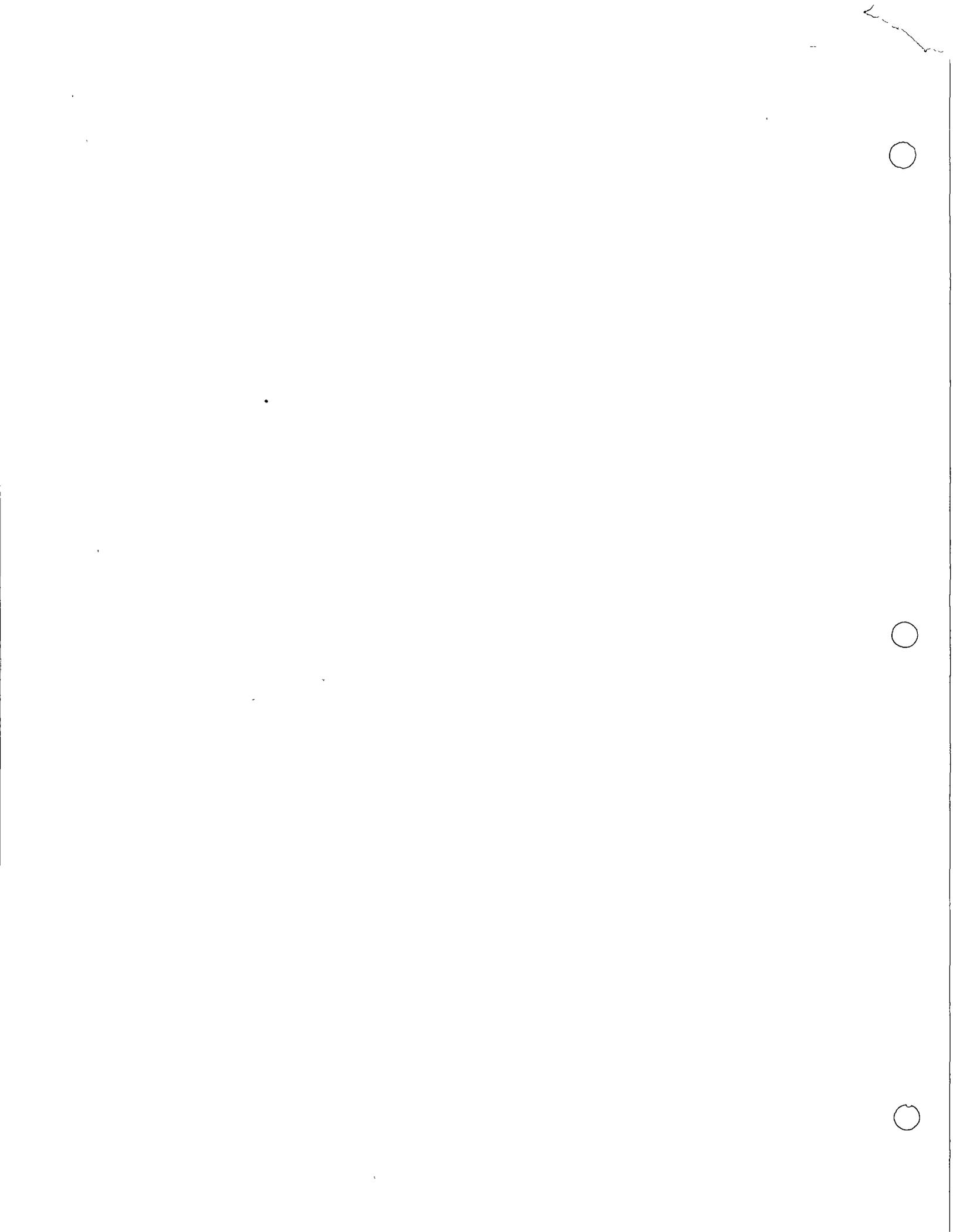


SELECCION Y OPERACION DE BOMBAS DE AGUA Y SISTEMAS DE BOMBEO



ING. OCTAVIO VELASCO SANCHEZ
Marzo, 1976

Palacio de Minería
Tacuba 5, primer piso. México 1, D. F.
Tels.: 521-40-23 521-73-35 5123-123



7. - PLANTAS DE BOMBEO.

7.1. - Aspectos Generales.

A). - Partes de una Planta de Bombeo.

Pueden definirse las plantas de bombeo como el conjunto de las instalaciones - que se requieren para conducir el agua de un punto a otro, esto es, desde el suministro a la planta, hasta la entrega del agua bombeada.

Atendiendo a las diferentes partes que constituyen una planta de bombeo se puede efectuar una relación de los conceptos más importantes que deben considerarse para un diseño en general, agrupándolos dentro de la rama de la Ingeniería de que se trata y así se tienen:

OBRAS DE INGENIERIA CIVIL.

- . Captación.
- . Alimentación.
- . Succión o cárcamo.
- . Conducción.
- . Descarga.
- . Casa Habitación del personal.
- . Patio de maniobras.
- . Caseta de controles.
- . Oficinas y administración.
- . Caminos de acceso.
- . Protección de las instalaciones.

OBRAS DE INGENIERIA MECANICA.

- . Equipo de bombeo.
- . Equipo hidromecánico de protección y control.
- . Accesorios y otros.
- . Medición del agua bombeada.
- . Equipo de servicio y mantenimiento.

OBRAS DE INGENIERIA ELECTRICA.

- . Línea de transmisión.
- . Subestación.
- . Equipo de medición.
- . Equipo de control y protección.
- . Alimentación de baja tensión.
- . Alumbrado.

En ocasiones y dependiendo del destino del agua, las plantas de bombeo se complementan con otro tipo de obras, y esto debe considerarse al hacer el planteamiento del diseño del sistema de bombeo. Así por ejemplo, cuando se trata de suministrar agua a una planta potabilizadora o en el caso de tratamiento de aguas negras, serán necesarias las obras relativas a la Ingeniería Sanitaria.

B). - Estudios.

Como en toda obra hidráulica antes de proceder a la elaboración de un proyecto de bombeo será necesario efectuar una serie de estudios mediante los cuales se conocerán los datos para hacer el proyecto y planear la construcción, operación y mantenimiento del sistema.

Es recomendable que las personas que tratan con algún aspecto en el proyecto de una planta conozcan los estudios realizados, la forma en que se efectuaron y las diferentes conclusiones de cada uno de ellos.

Los estudios necesarios y la rigurosidad de los mismos estarán supeditados a la magnitud de la obra y al uso del agua, debiéndose conocer la veracidad y confiabilidad de éstos, así como de la capacidad técnica de el personal encargado de su ejecución y la posible variación de los resultados con el transcurso del tiempo. En forma general los estudios previos pueden agruparse de la siguiente manera:

Estudios Previos:

- . Visita de inspección al sitio de proyecto.
- . Estudios socioeconómicos.
- . Estudios técnicos.
- . Anteproyecto y conclusiones.

Estudios Definitivos:

Servirán para determinar las características físicas del sitio, y en general los datos concretos para el diseño del proyecto más viable que se determinó con los estudios preliminares. Se agrupan en:

- . Topográficos.
- . Hidrológicos.
- . Geológicos.
- . Mecánica de suelos.
- . Agrológicos.
- . Socio-económicos.
- . Relativos al agua.

C). - Datos fundamentales para un diseño.

- . Localización.
- . Acceso al sitio.
- . Vías de comunicación.
- . Objetivo de la Planta.
- . Capacidad.
- . Características físico químicas del agua.

- . Geológicos.
- . Hidrológicos.
- . Topográficos (planta y perfil del sitio).
- . Climatológicos.

- . Características hidrológicas del sistema.
- . Limitaciones del proyecto.

- . Energéticos disponibles y posibilidades futuras.
- . Equipo de emergencia necesario.

- . Materiales de construcción de la zona.
- . Factibilidad de mano de obra.

7.2. - Diseño de las instalaciones.

Un aspecto importante en el proyecto de los elementos que forman las plantas, es el que se refiere a la localización de cada uno de ellos considerando las características generales del lugar y además la forma de operar el conjunto ya que, de la buena disposición de estos dependerá en gran parte el funcionamiento deseado y la economía del sistema de bombeo. En términos generales, en la localización se deben juzgar tanto factores técnicos como económicos; de entre los primeros se tienen los relativos a excavaciones, protección natural de las obras, conservación, condiciones de succión, problemas en la línea de descarga, procedimiento de construcción, etc. y entre los segundos principalmente el costo inicial de operación y mantenimiento. Fundamentalmente se debe poner especial atención a la ubicación de la toma, cárcamo y descarga, ya que la de los otros elementos queda sujeta a éstos.

En el diseño de cada una de las partes de una planta de bombeo, se tendrán presentes las circunstancias del caso, como son: que el agua que se va a prove-

clarifica a ser bombeada y que todas las medidas previsorias que se consideren recaerán en la economía del sistema.

En la figura No. 1, se muestra esquemáticamente la disposición de una planta de bombeo para fines de riego.

Captación, succión o cárcamo y descarga.

En algunos casos la obra de captación, mediante la cual se toma el agua de la fuente de abastecimiento, se localiza lejos del sistema de bombeo, de tal manera que pueda tratarse en forma separada, como es el caso en que el agua se capte mediante una Presa de Almacenamiento o de Derivación lejana al sitio de bombeo. Cuando la fuente de aprovechamiento está cerca del sistema de bombeo las obras de captación y alimentación se tratan en conjunto con las otras partes del sistema; por ejemplo, cuando se aprovechan las aguas de un río o de una laguna para riego, abrevaderos, agua potable, etc.

Considérese, como vía de ejemplo, el caso de construir la planta en las margenes de un río. En este caso se puede pensar en que el cárcamo se alimente mediante una Toma Directa que fundamentalmente consistirá en un canal de acceso a un sistema de rejillas para impedir el paso de cuerpos flotantes y un sistema de control mediante compuertas, véase figura No. 2.

Dependiendo del perfil del terreno y de la conclusión del estudio correspondiente, la obra de alimentación podrá ubicarse adosada al cárcamo o cerca de él. Como las Tomas Directas, están expuestas a un fácil azolvamiento es fundamental su correcta localización con relación al tramo del río y los niveles del agua. Por ejemplo, en las partes curvas del cauce la toma deberá ubicarse en la parte cóncava de la curva, véase figura No. 3. Si es posible deberá escogerse el sitio más profundo del río para procurar un desarene o lavado natural con las crecientes.

Cárcamo.

El pozo de succión o cárcamo es de estructura vertical de donde toman el agua las bombas, para lo cual en alguna forma quedan conectadas a ella.

En ocasiones pudiera suceder que, en cierto modo se elimine el cárcamo, por ejemplo, cuando la succión de las bombas quedan conectadas directamente a una tubería de alimentación que se multiplica según el número de bombas. Este caso no puede considerarse como general y es más usual en rebombes.

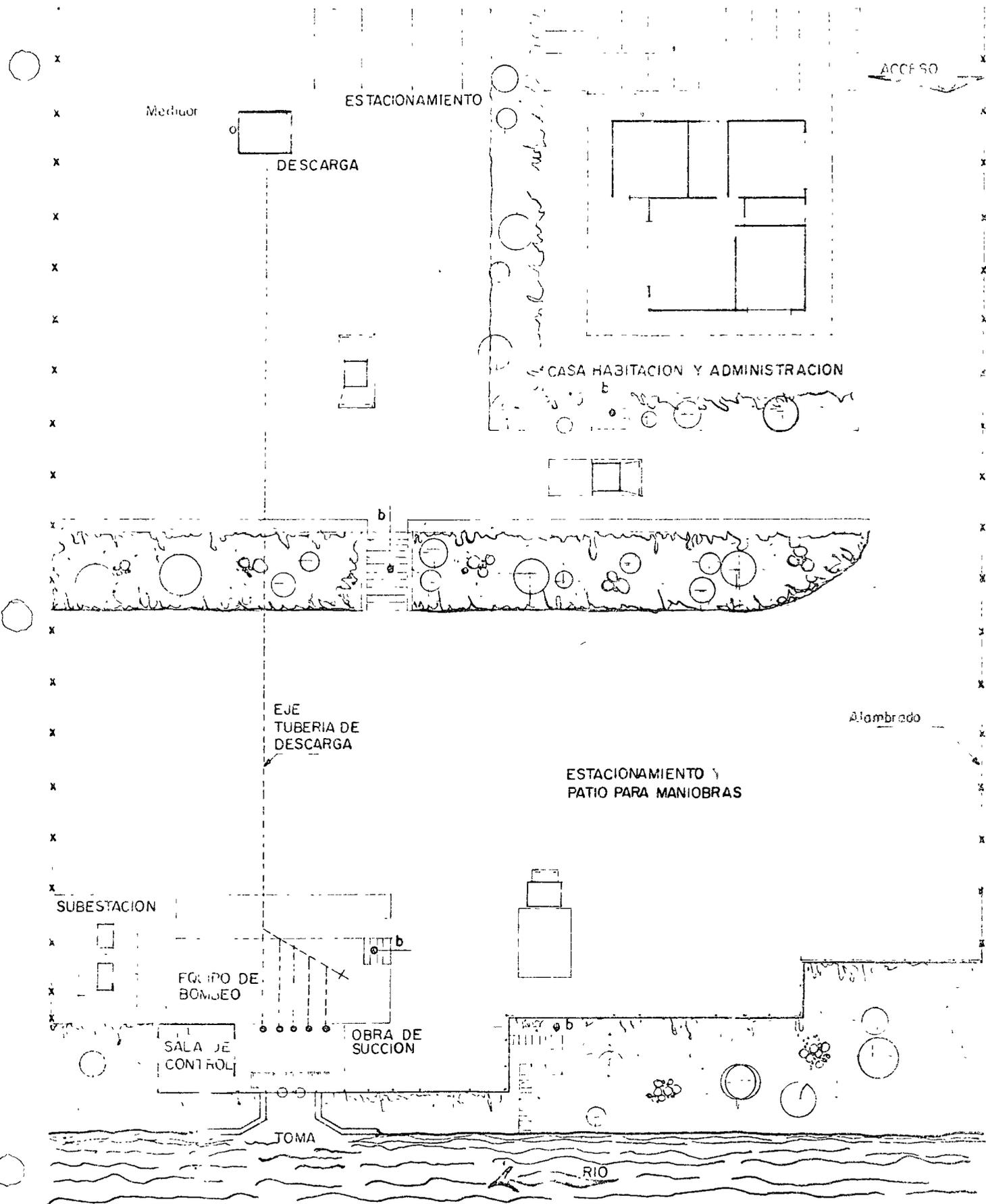
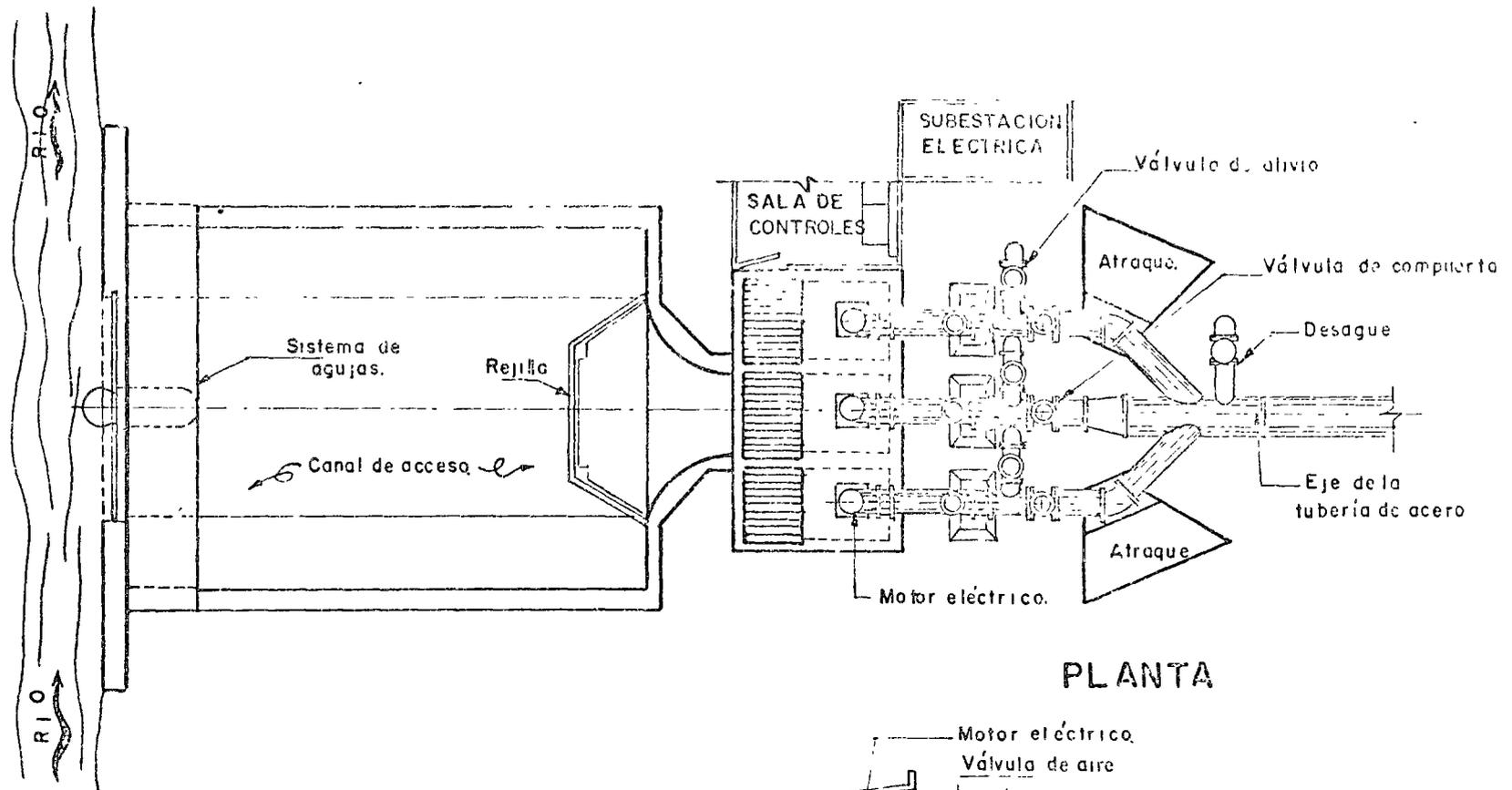
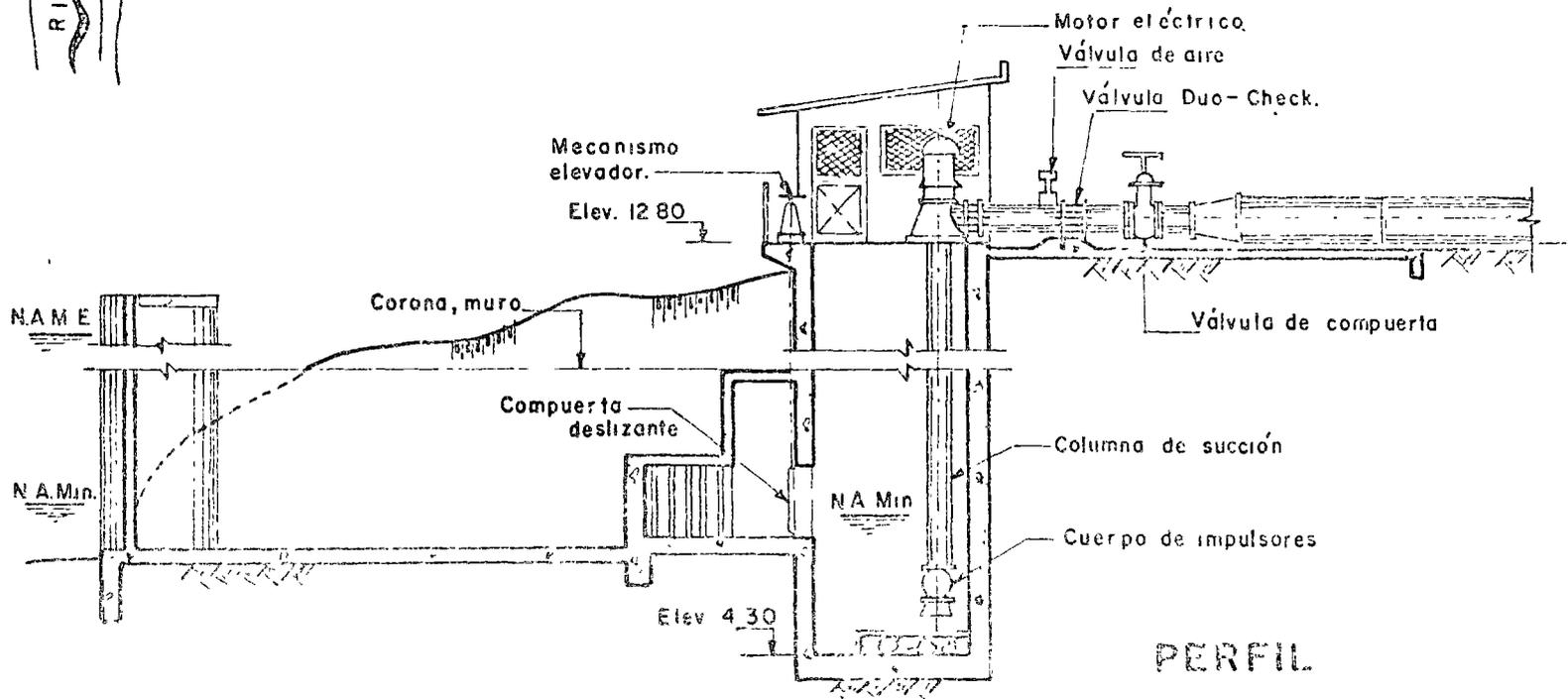


Fig.1- ESQUEMA DE UNA PLANTA DE BOMBEO



PLANTA



PERFIL

Fig 2.- Toma directa y construcción de bombas.

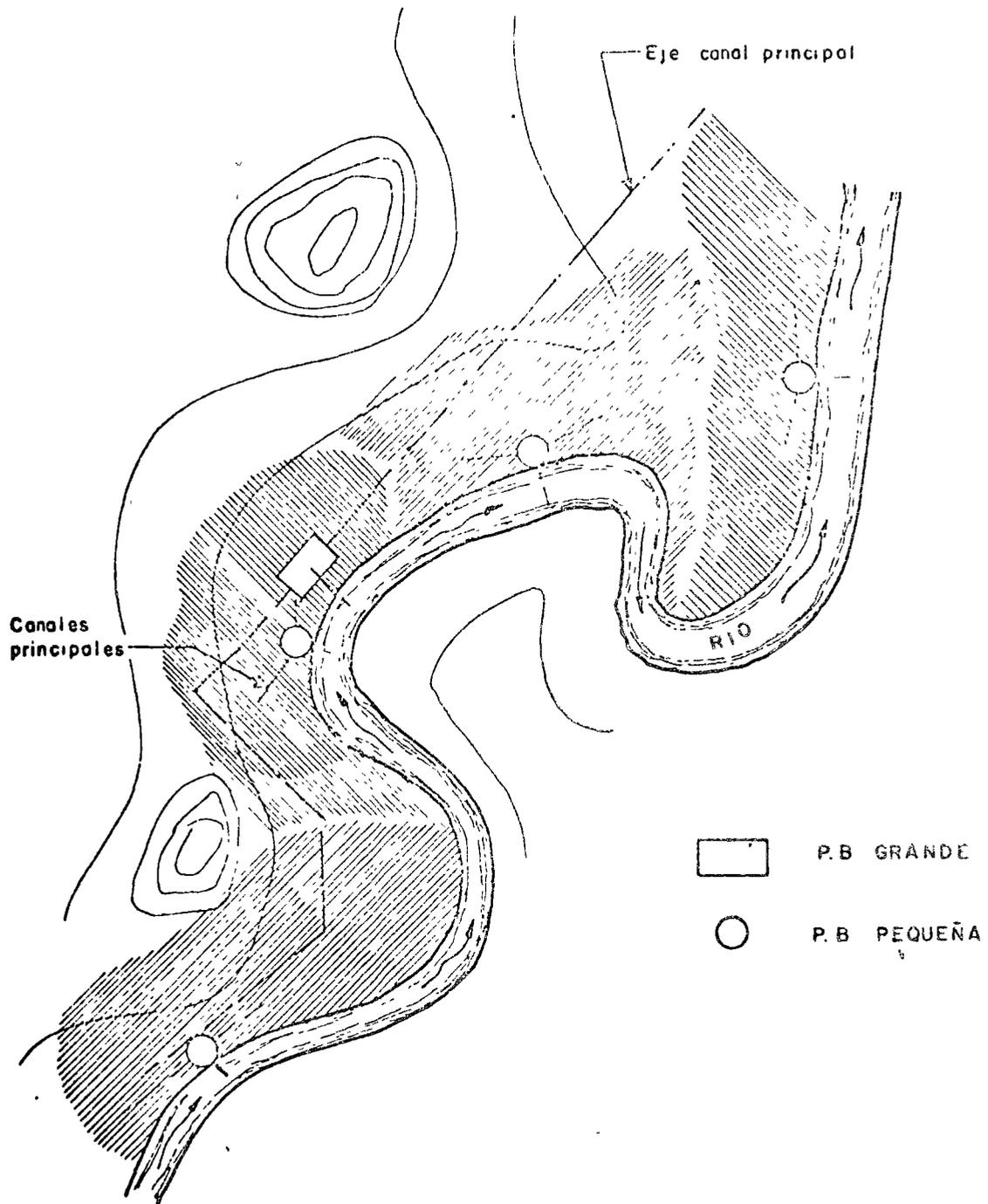


Fig. 3 - Localización de tomas, en curvas

Tratándose de bombas verticales éstas quedan instaladas y sumergidas dentro del agua de la succión como lo indica la figura No. 2. Cuando se trata de bombas horizontales se hace necesario construir dos cárcamos, uno llamado cárcamo húmedo en donde se conectan las tuberías de succión de cada bomba, y otro que es el cárcamo seco, en donde se instala el cuerpo de la bomba, el motor y otros accesorios, constituyendo así, la casa de máquinas, figura No. 4 y 5.

En general el cárcamo consiste en un depósito enterrado, construido de concreto o mampostería cuyas dimensiones y características estructurales están en función de la magnitud del equipo que se vaya a instalar y a veces también del procedimiento empleado en su construcción. Además en su diseño se toma en cuenta la facilidad que se debe tener para su inspección y limpiezas periódicas.

La localización del cárcamo de bombeo en varias ocasiones está obligado por las condiciones del sitio que se origine para la construcción de la planta y también por las características de alimentación a la misma, por ejemplo cuando las condiciones de descarga de una tubería ya están fijadas.

Tratándose de una planta sobre la margen de un río por ejemplo, se tendrá más libertad para elegir el mejor sitio de acuerdo con las circunstancias y así se deben considerar las mejores condiciones físicas que ofrece el lugar donde ha de hacerse la instalación y su ubicación con respecto a las estructuras de toma y descarga. La combinación de estos factores permitirá elegir el sitio más conveniente y desde luego marcará la localización general del sistema de bombeo.

El cárcamo deberá ubicarse en un lugar estable, sin peligro de derrumbes, lejos de cruces con arroyos y en general en un terreno consistente. La falta de esta última característica se traduce en el aumento del costo de la estructura ya que no es igual excavar en un terreno rocoso que en una arcilla deleznable; se puede aseverar que para una misma profundidad los problemas de ademe serían mayores en el segundo caso.

Es recomendable situarlo en un lugar más alto de la traza que forma el nivel de aguas máximas del río con la ladera del cauce, a una distancia mínima que se obtiene conociendo o estimando el ángulo de reposo del material, figura No. 6.

En ocasiones, para la localización pueden influir factores especiales, como el acceso rápido a un camino existente cercano a la línea de conducción, a la facilidad para derivar la energía eléctrica de una línea que pasa en un lugar próximo, etc.

Ordinariamente el sitio de la descarga está más o menos obligado y se elige antes que el del cárcamo, lo mismo que la Toma, por lo que para saber la

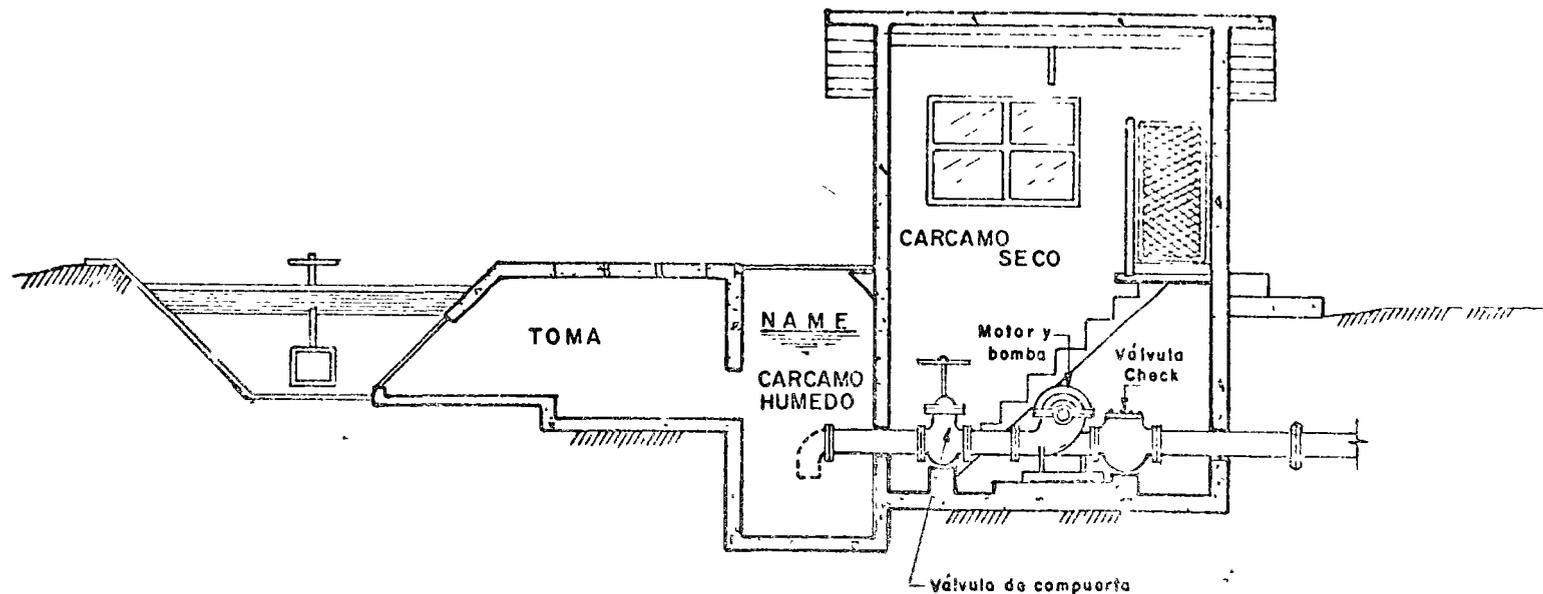


Fig.4 .- Instalación típica de una centrífuga horizontal

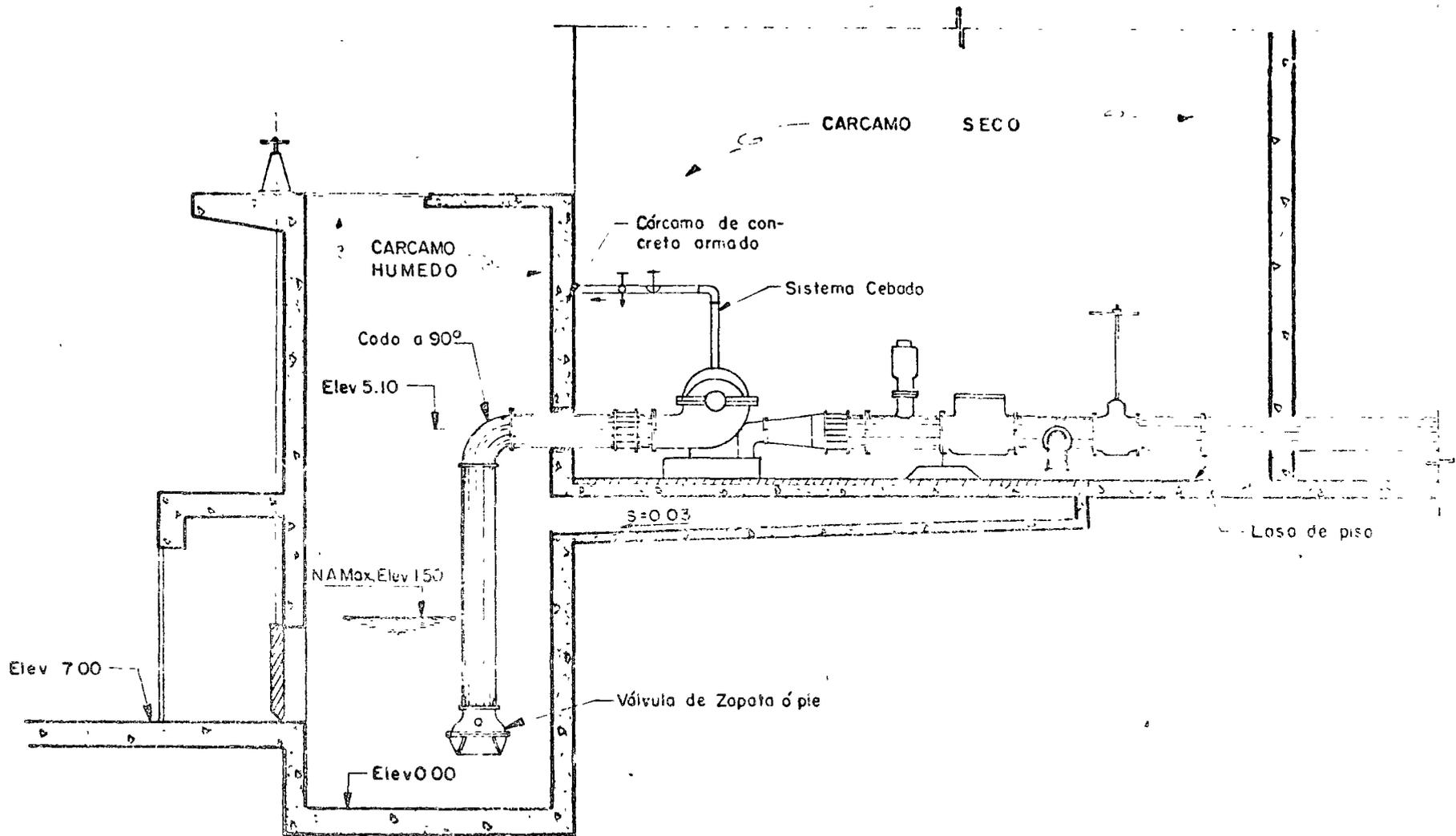


Fig. 5. - Instalación típica de bomba horizontal con sistema de cebado

conveniencia de ubicarlo lejos, cerca o junto a una de esas estructuras, es necesario efectuar un estudio comparativo, de carácter económico, considerando las consecuencias de cada alternativa.

Se hace la observación que, siendo la finalidad de dicho estudio, la de conocer una conveniencia más para ubicar el cárcamo, pero que en general, no es determinante para elegir el sitio, el análisis que se hace no es del todo exhaustivo sino más bien aproximado, por lo tanto, con el gasto de bombeo y el perfil de la conducción se puede calcular la magnitud aproximada de los otros elementos; cárcamo, tuberías, etc. y se estará en la posibilidad de conocer la disposición que convenga emplear.

Un equipo de bombeo cerca de la captación, origina principalmente, la necesidad de instalar una tubería a presión para llevar el agua hasta el sitio requerido; consecuentemente, se tendrán durante la operación pérdidas de energía por fricción y las debidas a válvulas que será necesario instalar para el control y protección de la tubería de descarga, lo que redundará en la adquisición de un equipo más potente y seguramente con gastos de operación y conservación --- mayores, que en el caso de tener las bombas junto al tanque de descarga. En el primer caso, en cambio, la longitud del conducto alimentador sería menor, el cárcamo tendría menos profundidad y naturalmente, los volúmenes de excavación en estas estructuras se reducirían. Por otra parte, la longitud de la tubería de succión se acortaría y esto para el caso de bombas horizontales es importante.

En el caso de tener el equipo junto a la descarga es obvio que el cárcamo y conducto crecen, comparativamente con el caso comentado arriba; las tuberías de descarga prácticamente se eliminan y probablemente ya no sean necesarias las válvulas de retención.

Desde el punto de vista de funcionamiento, cualquier alternativa puede ser buena y sólo depende que lo sea, de un buen diseño, para lo cual deberán considerarse los factores citados. Sin embargo, es recomendable que en lo posible las bombas tengan una descarga inmediata para tener concentrada en un solo lugar su operación y el principio de la distribución del agua; pero esto dependerá de las condiciones generales del proyecto.

Como se dijo anteriormente, la forma y dimensiones que se le asignan, se determinan principalmente con el tamaño y número de bombas, por lo que para su proporcionamiento definitivo previamente se deberá elegir el equipo de bombeo. Inicialmente las dimensiones pueden suponerse basándose en el diseño de otros proyectos similares o fijando las características del equipo de acuerdo con lo existente en el mercado.

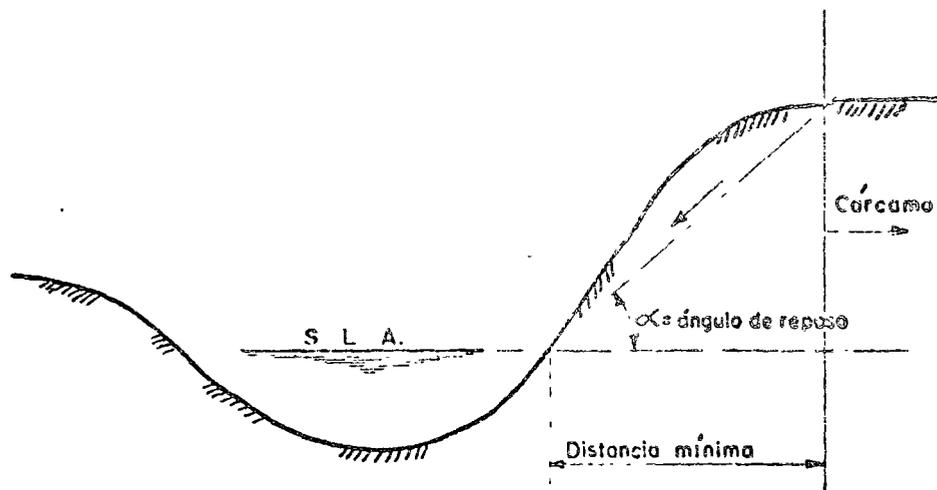


Fig. 6-Localización cárcamo.

La forma adoptada para la planta del cárcamo puede ser rectangular, circular o una combinación de éstas; en ocasiones, se prefiere la circular por las ventajas que ofrece esta geometría para su construcción; por ejemplo, en terrenos blandos, donde es factible hincar anillos de concreto (tipo pozo indio) que a la vez sirven de ademe durante su excavación.

Una de las condiciones que es recomendable cumplir en la alimentación de la planta es que, la velocidad debe ser baja a la entrada del cárcamo donde succionan las bombas. Esta velocidad puede estimarse alrededor de 60 cm/seg.

En general la entrada del agua al cárcamo puede adquirir cualquier forma con tal de tener una baja velocidad. Cuando el cárcamo es alimentado por una tubería a presión deberá disiparse la energía antes de entrar al pozo de succión ya sea, mediante algún dispositivo amortiguador o bien multiplicando la descarga de la tubería, con diámetros convenientes.

Desde el punto de vista hidráulico la geometría del cárcamo depende fundamentalmente del tamaño y gasto de las bombas.

El Instituto de Hidráulica de los Estados Unidos propone el uso de un ábaco para determinar la geometría de un cárcamo de bombeo, figura No. 7. Las figuras No. 8 y 9, indican algunas experiencias que en el Estandar de Hidráulica de los Estados Unidos ha tenido en los diseños de cárcamos.

Se hace la observación que las dimensiones que se encuentran en la figura No. 7, son las mínimas recomendables para el buen funcionamiento de las bombas, pero por necesidades de instalación y otros menesteres pueden ser mayores.

Una práctica recomendable en el proporcionamiento del cárcamo húmedo es considerar como dimensiones mínimas las que resulten mayores de comparar, los resultados obtenidos con este monograma y las dimensiones mínimas que exige el proveedor de las bombas y además considerar otras necesidades de espacio para maniobras.

Las dimensiones principales que se pueden observar en los catálogos de bombas son:

Separación entre el eje de bombas.	=	2 D
Distancia del fondo del cárcamo a la entrada de la campana de succión.	=	D/2
Distancia entre la pared opuesta a la dirección del flujo del agua que alimenta al cárcamo y el eje de la bomba.	=	D
Diámetro de la campana de succión.	=	D

B - 63. - Planeación de una toma (de agua que se va a bombear)

Del Standard of the Hydraulic Institute de EE. UU.

La función de un depósito del cual se va a tomar agua, en cualquier parte que esté localizado, ya sea en un canal abierto o en un túnel que tenga un perímetro húmedo a cien por ciento, es para proporcionar en todos los casos la distribución del flujo del agua hacia la campana de succión; una distribución desigual del flujo caracterizada por fuertes corrientes locales favorece la formación de torbellinos y con bajos valores de sumergencia puede introducir aire en la bomba reduciendo su capacidad y produciendo mucho ruido. Una distribución desigual también puede aumentar o disminuir el consumo de energía, con un cambio total en la uniformidad de la carga se podrán producir remolinos que no aparecen en la superficie y esto puede tener resultados adversos.

Una velocidad desigual en la distribución, conduce a la rotación de porciones de la masa de agua a lo largo de la línea de succión en forma turbulenta que podrá poner en movimiento la línea central.

La distribución desigual del flujo puede ser causada por la geometría del depósito de succión y la manera en que el agua se introduce en el cárcamo.

Calculando un promedio de velocidad bajo, no es una base propia para juzgar la excelencia de la toma. Altas velocidades locales en las corrientes y remolinos, se pueden presentar en las tomas que tengan un promedio bajo de velocidad. Efectivamente, la distribución desigual que representan, ocurre menos en flujos de altas velocidades con bastante turbulencia para oponerse a la formación gradual de un vértice más y más grande en cualquier región. Se pueden presentar pequeños y numerosos remolinos que no causarán inconvenientes.

Las proporciones satisfactorias del valor de la sumergencia (véase Párrafo B-54) dependen, principalmente, del acceso a la toma y del tamaño de la bomba. Los fabricantes de bombas, generalmente proporcionan información de los problemas específicos, cuando el diseño del cárcamo es en forma preliminar, y si este diseño contiene todos los dibujos necesarios para la instalación que proporcionen las limitaciones físicas del lugar.

Un análisis completo de las estructuras de los depósitos es mejor que esté acompañado con estudios de modelos a escala (véase Párrafo B-65.)

Se pueden hacer algunas recomendaciones preliminares para casos en particular y para la operación de una bomba, como las que se mencionan en seguida sujetas a la calificación de las siguientes recomendaciones.

1. - El acondicionamiento ideal del acceso, es un canal recto que llegue directamente hacia la bomba; las curvas y las obstrucciones son perjudiciales desde el momento que causen corrientes y remolinos con tendencia a formar torbellinos. La campana de succión debe de estar localizada cerca de la pared trasera o posterior y no a muy grande distancia de la base o piso del pozo de succión.

2. - El flujo del agua no debe de pasar de una bomba para llegar a la siguiente, siempre que esto se pueda evitar; si las bombas tienen que estar localizadas en la línea del flujo, se deberá construir una celdilla alrededor de cada bomba o poner paletas móviles bajo la bomba para deflecar el agua hacia arriba. El modelo de un pozo de succión deberá ser probado para verificar es tos requisitos.

3. - En lo que sea posible, la trayectoria del flujo deberá ser en forma que reduzca el arrastre alterno de remolinos tras la bomba y obstruir la corriente del flujo.

4. - Figura BF-36 (7) ha sido proyectada para mostrar las sugerencias para construir un pozo de succión con las medidas correctas, en vista de que estos valores provienen de promedios obtenidos de diferentes clases y tipos de bombas y se refieren a una línea entera de velocidades específicas; no deberán ser tomados como valores absolutos, sino, únicamente, como guías básicas sujetas a posibles variaciones. (ver página No. 17.)

5. - La dimensión "C" es un valor promedio que puede ser mayor o menor y está sujeto a consultas con el fabricante de la bomba.

6. - La dimensión "B" se ha sugerido como máxima que puede depender en cierta forma de la campana de succión y del diámetro de la válvula de succión propuestos por el Constructor; la orilla de la campana debe de estar lo más cercana posible a la pared trasera del depósito o cárcamo; algunas veces la posición de la campana de succión está sujeta al espacio que requiere el motor en el piso superior, si esto aumenta la dimensión "B", excesivamente, deberá instalarse un muro falso.

7. - Dimensión "S" es la mínima para el ancho del depósito para la instalación de una sola bomba, esta dimensión puede ser aumentada pero si se hace menor deberá consultarse con el fabricante para saber si es la adecuada.

8. - La dimensión "H" es el valor mínimo y está basada en el nivel normal del agua en la campana de succión de la bomba, tomando en consideración las pérdidas por fricción a través de la pichancha, rejilla y acceso a la toma; esta dimensión puede ser considerablemente menor, momentáneamente, o con poca frecuencia, sin que por eso se produzca un grave daño para la bomba. Sin embargo, deberá recordarse que esta situación no representa la sumergencia. La sumergencia se ha estimado por medio de la dimensión "H" menos "C" esto representa la altura física del nivel del agua arriba de la entrada de la campana de succión.

La sumergencia efectiva de la bomba es un poco menor que ésta desde el momento de que la abertura del impulsor está a cierta distancia arriba de la entrada de la campana de succión, posiblemente de 3 a 4 pies. Para el propósito de proyectar un buen diseño para el depósito, en relación con el proyecto, se sobreentiende que la bomba ha sido seleccionada de acuerdo con las indica-

ciones especificadas, Figuras: BF-32, BF-33, BF-34 y BF-35 (no se presentan estas figuras; N. del 1); la sumersión referida es con el objeto de obtener una corriente continua y evitar la formación de remolinos.

9. - Dimensiones "Y" y "A" son las recomendadas como valores mínimos; estas dimensiones pueden ser tan grandes como se desee, pero deberán estar limitadas a las restricciones indicadas en la curva. Si el diseño no incluye la rejilla, se puede considerar la dimensión "A" más grande, las dimensiones de anchura y de altura de la rejilla no deberán ser, substancialmente, menores que "S" y "H", respectivamente.

10. - Si la velocidad de la corriente principal, es mayor que 2 pies -- por segundo, será necesario construir en línea recta, separadores en el canal de acceso, aumentar la dimensión "A", hacer un ensayo con un modelo de la instalación o idear una combinación de estos factores.

11. - Todas las dimensiones que se muestran en la Figura BF-36 (7) están basadas en la capacidad de la bomba de acuerdo con la carga. Cualquier aumento en la capacidad arriba de éstos deben ser momentáneos o por tiempo muy limitado. Si las operaciones con una capacidad aumentada se practica durante períodos considerablemente largos de tiempo, se deberá usar la capacidad máxima para obtener las dimensiones efectivas del diseño del cárcamo.

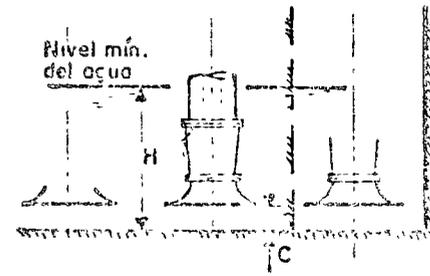
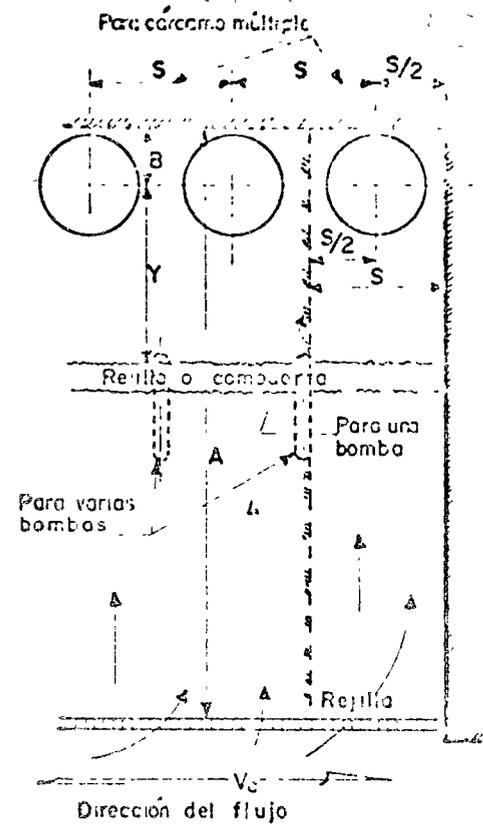
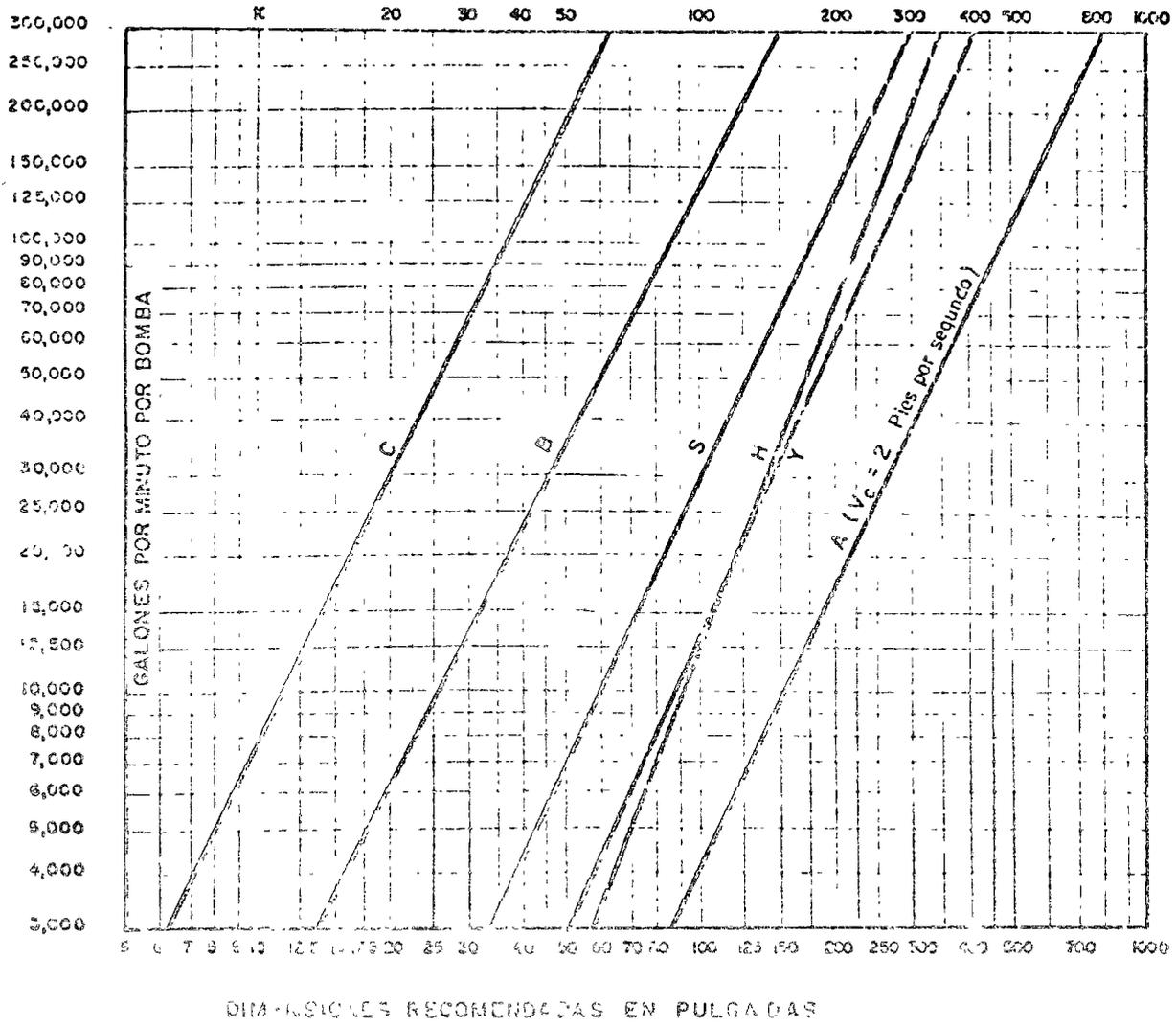
Todas las condiciones anteriores también son aplicables cuando se trata de instalaciones múltiples de bombas, en las cuales "S" viene a ser el ancho para una celda individual de una bomba o sea la distancia de centro entre dos bombas, si no se usan muros de división.

Las dimensiones recomendadas en la Figura BF-36 (7) también son aplicables como se dice arriba, pero deberán agregarse las siguientes determinaciones:

Figura BF-37 (a) - (8) - Para el diseño del cárcamo se recomienda en primer lugar, que el agua llegue simultáneamente a todas las bombas con baja velocidad y con flujo recto y uniforme. Las velocidades cerca de la bomba deberán ser alrededor de un pie por segundo. No se recomiendan cambios bruscos en el tamaño del tubo de succión, en el cárcamo y en el tubo de alimentación.

Figura BF-37 (b) - (8) - Un número de bombas determinado trabajando en el mismo cárcamo, operará mejor sin muros divisorios o muros que todas las bombas estén en operación al mismo tiempo, en cuyo caso el uso de muros de separación no es perjudicial. Si se usan paredes de separación con fines estructurales y las bombas van a operar intermitentemente, déjese un espacio atrás de cada pared, partiendo del piso del cárcamo por lo menos -- hasta la altura del nivel del agua. Si es necesario usar estas paredes aumentese la dimensión (S) por medio de la anchura de la pared para corregir el es-

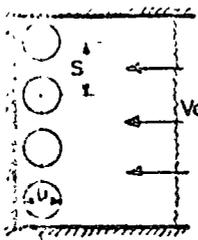
ESTANDAR DEL INSTALACION DE HIDRAULICA
DIMENSIONES DEL CARCANO CON RELACION AL FLUJO



veanse otras especificaciones en el texto del artículo parte E-C1. Dimensiones dadas en pies y pulgadas. Para equipos que continen solamente pidanse especificaciones al fabricante

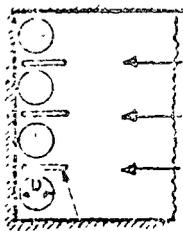
Fig. BF-36 (7)

RECOMENDADO



$V_e =$ Un pie por segundo o menos.

$S = 1\frac{1}{2}$ a $2D$

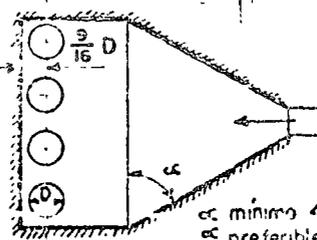


Muro divisor

Aumentese el espesor de muro divisor a la distancia entre ejes de la bomba

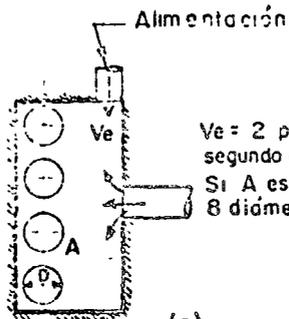
Extremidades de los muros opuestas a circulares

Entre la pared y el muro divisor dejese un espacio de $\frac{1}{16}$ pulgadas aproximadamente



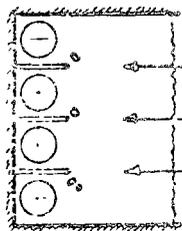
α mínimo 45°
 α preferible 75°

NO RECOMENDADO

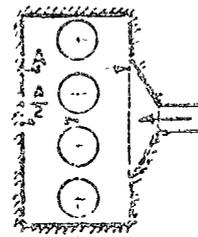


(a)

$V_e = 2$ pies por segundo o más
Si A es menor de 8 diámetros

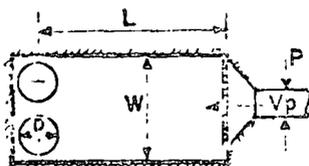


(b)

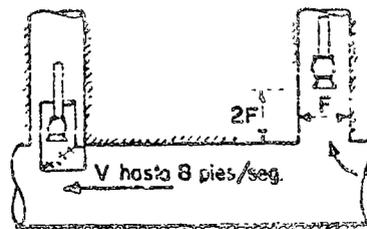


(c)

RECOMENDADO



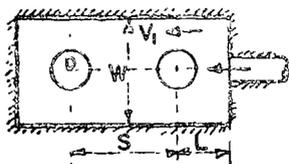
W/p	15	15	20	40	00
L	30	60	70	00	50
vp	1	2	4	6	0



V hasta 8 pies/seg.

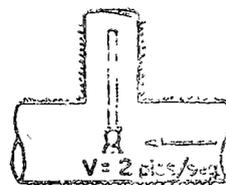
Los desarenadores, rejas y pichanchas deberán colocarse transversalmente a la entrada del canal y al principio de la sección más ancha

NO RECOMENDADO A MENOS QUE:



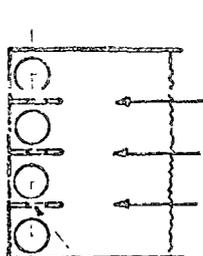
(d)

$W = 5$ diámetros o más
 $V_e = 0.2$ pies/seg o menos
 $L =$ igual que al cuadro anterior
 S mayor que $4D$



(e)

RECOMENDADO ALTERNADO CON (b)



Aberturas en el separador

(f)

Aberturas en el separador



Figura BF-37 (f) - (8) - Una alternativa para (b) es establecer respiraderos en las paredes laterales, partiendo del centro al punto más bajo del nivel mínimo del agua; esto permitirá desdolar el flujo de las cámaras donde no existe el bombeo.

B-64 CORRECCION DE LOS CÁRCAMOS EXISTENTES.

Se ha establecido definitivamente que la turbulencia en los cárcamos para la succión de bombas es perjudicial para las bombas, para la toma y para las estructuras. También es una verdad, que es de una magnitud pequeña la fuerza que puede desarrollar u originar un remolino. Mientras se puedan evitar estos fenómenos en el nuevo diseño de estructuras ya existentes y en las cuales los problemas son ya aparentes o cuando se necesita hacer una ampliación del cárcamo, es necesario aplicar medidas de corrección. La revisión de las diversas medidas para corregir en particular los problemas de los cárcamos, se muestra en la Figura BF-38 - (9) En muchos casos las modificaciones que se hacen en el campo son muy caras y no garantizan el éxito y se recomienda que el modelo de cárcamo debe ser probado hasta el punto de que se tenga la seguridad de su funcionamiento efectivo para hacer los cambios aprobados.

Figura BF-38 (a) - (9) - Reducción de la velocidad de entrada des-parramado el flujo en un área de gran tamaño o cambiar la dirección y la velocidad de entrada por medio de regularizadores.

1. - Levantar el piso en forma de que se extienda arriba del nivel mínimo del flujo.

2. - Suspendiendo y extendiendo alternativamente cerca del piso y cerca del nivel mínimo del flujo.

Figura BF-38 (b) - (9) - Cambiar la localización de las bombas en relación con la toma.

Figura BF-38 (c) - (9) - Cambiar la dirección del flujo agregando separadores en el piso y en la pared posterior del depósito, bajo el eje central de la bomba.

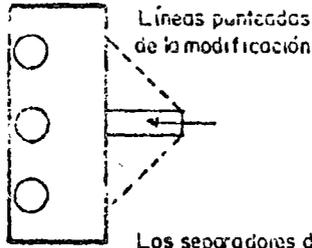
1. - Paralelos al flujo de entrada.

2. - Ajustarlos a la campana de la bomba si el piso es inaccesible.

Figura BF-38 (d) - (9) - Proveer interruptores para "detener el flujo" en caso de cárcamos de bombas múltiple y separados por paredes que tengan terminales en forma redonda u ojival.

Figura BF-38 (e) - (9) - Eliminar las paredes de separación.

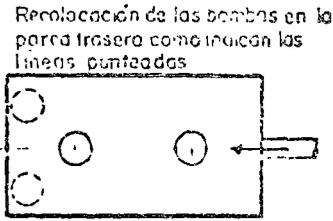
ESTANDAR DEL INSTITUTO DE HIDRAULICA
CORRECCION A CARCAMOS EXISTENTES



Líneas punteadas de la modificación

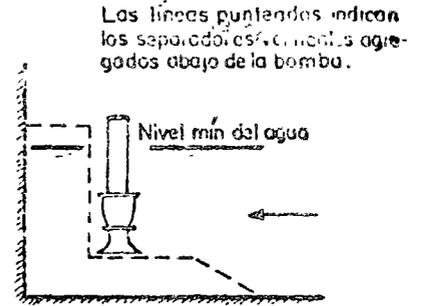
Los separadores deben ser agregados después de probarlos.

(A)



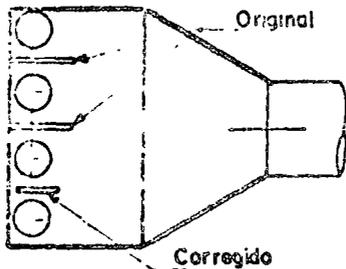
Relocación de las bombas en la pared trasera como indican las líneas punteadas

(B)

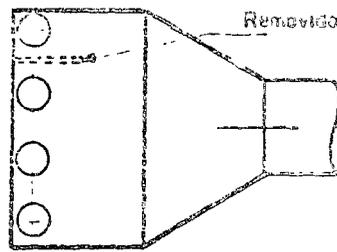


Las líneas punteadas indican los separadores eficientemente agregados abajo de la bomba.

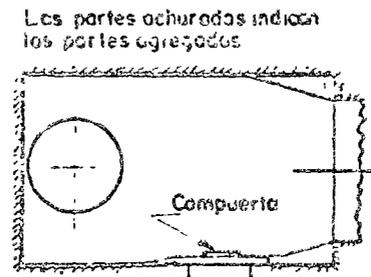
(C)



(D)

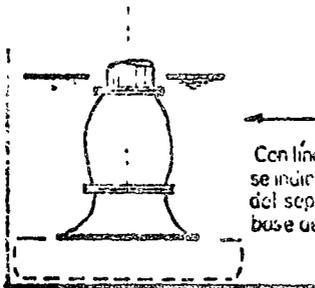


(E)



Las partes achuradas indican las partes agregadas

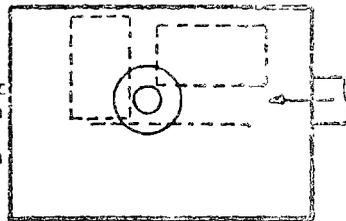
(F)



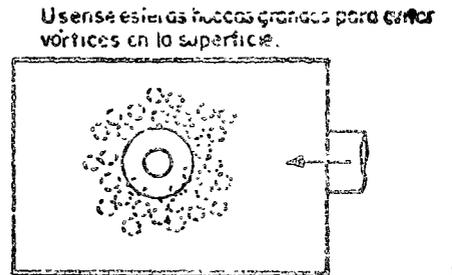
(G)

Usense flotadores alrededor de la columna de la bomba para evitar las balanzas.

Con líneas punteadas se indica el aumento del separador en la base de la compuerta



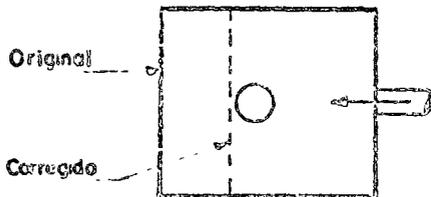
(H)



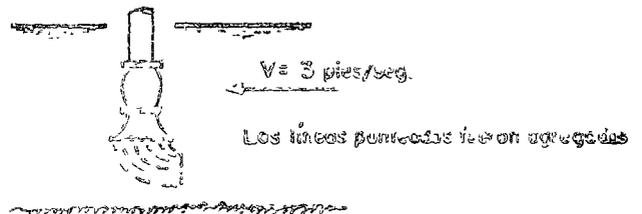
Usense esferas huecas grandes para evitar vórtices en la superficie.

(I)

Mejórese la velocidad y modelo de la bomba para reducir la posibilidad de formación de vórtices.



(J)



V = 3 pies/seg.

Las líneas punteadas se son agregadas

(K)

Figura BF-38 (f) - (9) - Eliminar los cortes rectos en las esquinas amortiguándolas en las compuertas, rejillas, etc., haciendo rellenos para obtener contornos suaves.

Figura BF-38 (g) - (9) - Reducir la velocidad del flujo y eliminar las turbulencias, añadiendo a la campana de succión una placa de extensión y un separador.

Figura BF-38 (h) - (9) - Colocar tarimas reticulares de madera alrededor de la columna de la bomba para impedir los remolinos superficiales.

Figura BF-38 (i) - (9) - Usar esferas grandes para impedir los remolinos superficiales.

Figura BF-38 (j) - (9) - Mejorar la velocidad del modelo de la bomba para reducir la posibilidad de la formación de remolinos.

Figura BF-38 (k) - (9) - Cambiar la dirección de la entrada del flujo gradualmente por medio de paletas curvas paralelas.

En general:

1. - Conservar el flujo de entrada abajo de 2 pies por segundo.
2. - Conservar el flujo en el cárcamo abajo de 1 pie por segundo.
3. - Evitar el cambio de dirección del flujo de la toma a la bomba.
4. - Cambiar la dirección, gradualmente, en forma suave e independiente.

Cualquiera de estas alteraciones, ya sean individualmente o en combinación, ayudarán a crear un flujo mejor en el cárcamo; si persisten las molestias será necesario limitar el flujo total o cambiar tanto las velocidades como el tamaño de la bomba.

B-65

PRUEBA CON LOS MODELOS DE ENTRADA

Muy a menudo, el análisis de los diseños propuestos sólo se puede obtener haciendo pruebas con modelos a escala de la toma. Los ingenieros responsables para el diseño de una estación de bombas, deben consultar con el fabricante de la misma para establecer uno o más arreglos de la entrada. Las pruebas para un modelo de cárcamo deberán ser, en este caso, dirigidas por la Universidad o por el fabricante de la bomba. Las pruebas del modelo de cárcamo pueden mostrar modificaciones en la estructura o en el arreglo de los amortiguadores cuando sea necesario y algunas veces las pruebas de modelos de cárcamo muestran lo considerable de la economía que se puede hacer en el diseño de la estructura de la entrada. El modelo deberá ser bastante extenso para incluir todas las partes del canal que puedan afectar el flujo cerca de la bomba, incluyendo rejillas y compuertas.

Pueden producirse diferencias entre el modelo y el prototipo, en vista de que todas las consideraciones de similitud no pueden producirse simultáneamente; por consiguiente el rango de niveles y velocidades debe de ser estudiado hasta reducir, en lo posible, cualquier acontecimiento desfavorable o indeseable que parezca, a la simple vista, insipiente en condiciones matemáticas análogas.

El flujo comparable en el modelo que se considera, puede ser obtenido por medio de los números de Froude, sobre esta base:

$$V_m = V_p \sqrt{R}$$

En donde:

V_m = Es la velocidad del agua en el modelo.

V_p = Es la velocidad del agua en el prototipo.

R = Es la relación lineal entre el modelo y el prototipo, ó

$$\frac{L_m}{L_p}$$

en donde:

L_m = Es cualquier dimensión lineal en el modelo.

L_p = Es la dimensión en el prototipo que corresponde a cualquier dimensión L_m en el modelo.

Varios investigadores han encontrado una gran aproximación entre el modelo y el prototipo cuando las velocidades son iguales y cuando estas velocidades están de acuerdo con el número de Froude; por de pronto establece, y con artículo de precaución, que toda la gama de velocidades deberá ser estudiada en el modelo de prueba.

(Hasta aquí el artículo del Estándar de Hidráulica, N. del T.)

Descarga:

El diseño de la descarga comprenderá la disposición, magnitud y otros detalles de instalación de todos los elementos que se requieren para conducir el agua, desde la salida de las bombas, hasta el lugar donde se inicie su distribución del agua o se determina el bombeo.

Básicamente la descarga comprende el conjunto de tuberías y el depósito o dispositivos donde se entregue el agua bombeada.

Las dimensiones de un tanque de descarga dependerán principalmente; de las tuberías que llegan a él y de la energía cinética del agua que deberá ser en la mayoría de los casos amortiguada, también de la distribución que se le vaya a dar al agua, así como de algunas otras condiciones que se requieran en el tanque dependiendo del destino del agua.

Otros elementos.

Un dato muy importante en la operación y mantenimiento de una planta de bombeo es medir el agua bombeada, esto es obvio, ya que cada gota entregada a la descarga redundará en la economía del sistema.

Los medidores pueden quedar ubicados en la descarga individual de cada bomba, en la tubería general o en el depósito de descarga.

Existen en el mercado medidores de varios tipos para medir el gasto hidráulico en un canal o en tuberías. La elección del tipo de medidor dependerá de las condiciones del bombeo y de la efectividad que ofrezcan para cada caso particular.

La ubicación, magnitud y características de otros elementos de la planta, como son: casas habitación para el personal, oficinas y administración, etc. deberán determinarse en función de los otros elementos de la planta, procurando tener una interconexión de fácil acceso, comodidad, seguridad, etc.

En general deberá tenerse presente el contar con servicios sanitarios y de agua potable en estas instalaciones.

Equipo de bombeo.

Uno de los problemas que se presentan en el proyecto de una planta es el de la elección del equipo de bombeo que esencialmente queda constituido por las bombas, los motores y los accesorios para su arranque y protección.

El procedimiento más recomendado para elegir un equipo, es el que combina, - el conocimiento del ingeniero tanto del problema como de los productos que -- existen en el mercado, con las proposiciones que ofrecen los fabricantes de -- bombas y motores.

Básicamente una elección de este tipo comprende los siguientes puntos:

- . Datos del problema.
- . Número de unidades.
- . Capacidad de las bombas.
- . Condiciones hidráulicas del sistema.
- . Elección de la bomba tipo. Características.
- . Elección del motor.
- . Composición del equipo de bombeo.
- . Diseño de la instalación.
- . Propuestas de los fabricantes.
- . Características del equipo elegido y costo.

En forma resumida y general los siguientes factores influyen directa o indirectamente en la selección de las bombas una vez que se hayan establecido y definido las características hidráulicas de un sistema.

- . Factores técnicos.
- . Número de unidades.
- . Características de operación.
- . Eficiencia máxima y de la zona contigua a la curva característica.
- . Motor requerido.
- . Accesorios.
- . Tamaño y peso de las unidades.
- . Garantías del fabricante.
- . Servicio de refacciones.
- . Alguna característica especial de la bomba.

Factores económicos.

- . Costo inicial del equipo.
- . Costo de instalación.
- . Costo de operación y mantenimiento.
- . Vida útil estimada de cada unidad.
- . Posible sustitución de refacciones con otras marcas.
- . Prestigio, cercanía y tiempo de entrega de la casa vendedora.

7.3. - Tuberías y accesorios.

Descargas cortas.

Cuando la descarga se hace inmediatamente al cárcamo, lo más conveniente es que cada bomba desfogue individualmente a un tanque o pileta, mediante una tubería que resulta ser corta y cuyo diámetro se elige igual al diámetro de la descarga de la bomba que, en el caso de bombas verticales será el codo cabezal. Esto generalmente se usa para evitar piezas especiales de reducción o ampliación que no se justifican dado la longitud de la tubería.

Descargas largas.

Cuando la descarga se localiza lejos del equipo de bombeo y se tengan varias bombas, cada una de ellas también puede descargar individualmente, no obstante, es usual por razones económicas, conectarlas a una tubería común de mayor diámetro y con ella conducir el gasto total hasta el sitio elegido. En ocasiones será necesario o conveniente más de una tubería común lo cual dependerá de la magnitud del gasto, del número de bombas y de la forma que se prevea para combinar la operación del sistema, de tal manera que el gasto suministrado esté de acuerdo con las necesidades.

Las características de la tubería de descarga, como son: diámetro, material, espesor, etc., se determinan mediante un estudio técnico - económico que permita elegir aquella que ofrezca mayor seguridad contra los esfuerzos a que estará sometida, previendo todas las contingencias; pero que además, se tengan los mínimos costos, tanto iniciales como de conservación.

Respecto al diámetro debe considerarse que para un gasto (Q) y clase de tuberías dadas, en una de menor diámetro se tienen mayores pérdidas de energía por fricción y consecuentemente esto origina un aumento de la carga de descarga del sistema y por lo tanto en la potencia requerida por la bomba, lo cual se traduce en el aumento de los costos de operación. No obstante, el costo de esta tubería es menor y los accesorios, como son las válvulas, piezas especiales, etc. también lo serán. Una tubería de diámetro mayor cuesta más inicialmente, pero al producirse en ella menos pérdidas de energía, se puede tener un ahorro en la potencia, que a la larga y en muchas ocasiones es mayor que el costo adicional en su precio inicial, comparado con otra de menor diámetro.

Es recomendable en la elección del diámetro de la tubería de descarga, un análisis más o menos detallado, especialmente cuando se trata de una longitud grande, pues en ocasiones las pérdidas por fricción que se puedan tener en ella,

ocasionan una variación en el valor de la carga manométrica, en tal forma, -- que puede influir notablemente en la elección del tamaño del motor y, en los casos operativos de la planta, esto independientemente de otros factores intangibles del proyecto en cuestión.

En cuanto al material y espesor de las tuberías, éstos dependerán principalmente de los esfuerzos a que estarán sometidas debido a las presiones normales de trabajo y las que se tienen al producirse el fenómeno llamado "golpe de ariete" que se presenta en el arranque y paro de las bombas. Las tuberías empleadas con más frecuencia son las de asbesto cemento, acero, fierro y concreto.

Elementos de control y protección en la conexión de bombas.

En las descargas largas, ya se trate de una sola unidad de bombeo o de varias unidades conectadas a una tubería común, casi siempre es necesario el empleo de ciertos elementos cuyo objetivo es, la de algunos, controlar la descarga de las bombas y la de otros, proteger a las tuberías y al equipo de bombeo en general, principalmente del fenómeno llamado "golpe de ariete".

A continuación se comentará en forma somera, la función de los elementos de control y protección que se usan con más frecuencia en las plantas de bombeo, para lo cual se considera como vía de ejemplo la figura No. 10 que muestra un caso práctico de tres bombas conectadas, para operar en paralelo, a una línea de descarga.

Juntas flexibles.

Son recomendables para absorber algunos movimientos ocasionados por el trabajo de la bomba, así como pequeños desalineamientos durante el montaje del conjunto; también se aprovechan para desconectar con facilidad la unidad de bombeo cuando se requiera. Generalmente son empleadas las Juntas Dresser y Gibault o algún otro elemento similar.

Válvulas eliminadoras de aire.

a. - Algunas se instalan con el objeto de expulsar el aire retenido en la succión cuando la bomba no trabaja. Esta expulsión se efectúa luego de iniciarse la operación de la bomba. Se ubican inmediatamente a la descarga de la bomba, generalmente después de la junta flexible.

Uno de los tipos más usados es el que muestra la figura No. 11 (1) a la cual puede acoplársele una válvula Check con el objeto de amortiguar el golpe del agua para prolongar su vida útil y evitar ruidos desagradables. La instalación de ésta Check es optativa pero recomendable.

El diámetro y características de esta válvula se elige principalmente en función del gasto de la bomba y de la presión en la tubería. Se puede seleccionar consultando los catálogos de las casas vendedoras de estos dispositivos.

b. - También se instalan válvulas de aire a lo largo de las tuberías de descarga muy largas y cuando son relativamente cortas pero con quiebres bruscos. Esto último, no obstante que siempre se trate de evitar, en ocasiones son necesarios debido a las condiciones topográficas del terreno por donde pasará la tubería.

La ubicación de estas válvulas y sus características también se pueden determinar consultando los catálogos de sus fabricantes y efectuando además un estudio cuidadoso del perfil del eje de la tubería. En la figura No. 11 (2) se muestra un tipo de esta válvula.

Válvulas de Retención.

Se usan con el objeto de retener la masa de agua que se encuentra en la tubería cuando la bomba suspende su operación y con el fin de evitar esfuerzos excesivos en las bombas debido al fenómeno de golpe de ariete. Esto no quiere decir que estas válvulas eliminen el efecto de ese fenómeno, sino que únicamente lo atenúan.

Existen varios tipos en el mercado, pudiéndose observar algunos de ellos en la figura No. 11 (3), (4) y (5). La primera representa la válvula Check tradicional y comunmente empleada llamada de columpio. La segunda se denomina Duo-Check y consta esencialmente de dos medias lunas conectadas a un eje vertical, que se abren y se cierran según el sentido del escurrimiento. La tercera se trata de una Check cuya peculiar característica es efectuar un cierre más o menos lento con lo cual se consigue prolongar la vida de la válvula y casi eliminar el ruido que producen los otros tipos. Esto último es ventajoso para ciertos casos dada la ubicación de la obra; suele llamársele Check Silenciosa.

La selección del tipo de Check para una determinada instalación dependerá del diámetro de la válvula a emplear, de las presiones a que operará y de su costo en el mercado.

En varios proyectos, el tiempo de entrega que ofrecen sus fabricantes puede ser determinante para el tipo elegido.

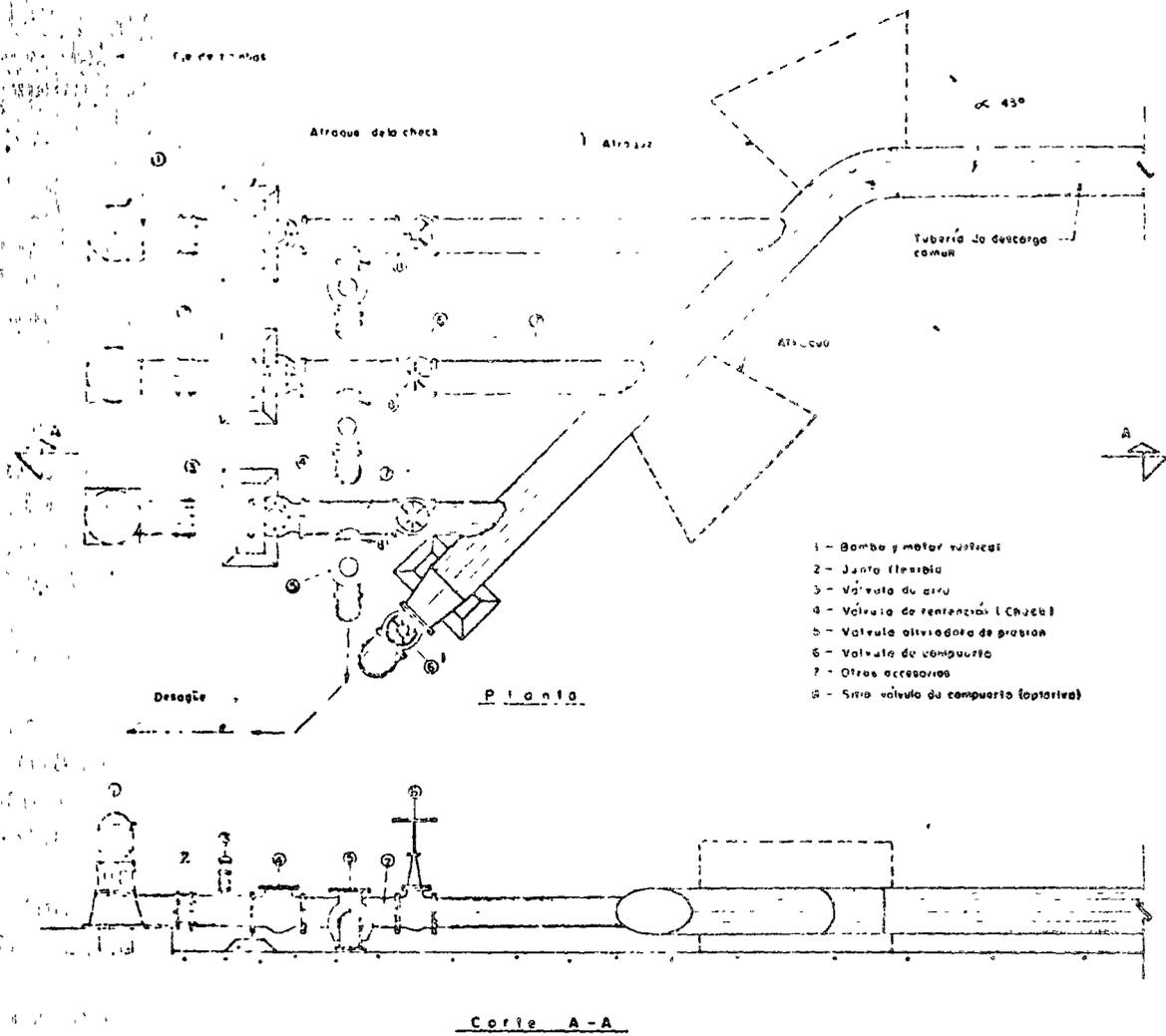


Fig. 10. - Conexión de tres bombas para trabajar en paralelo, mostrando los elementos de control y protección

Válvulas Roto - Check.

La figura No. 11 (6) muestra la sección según el eje longitudinal de la tubería de la válvula llamada Roto - Check, cuya operación es semejante a la de columpio, como puede observarse en la figura.

Por su diseño y procedimiento de construcción (se fabrica por mitades y se une con pernos) compite en costo con la válvula Check tradicional y es especial para cuando se requieran diámetros grandes. Tiene la ventaja, además de efectuar un cierre lento y más hermético.

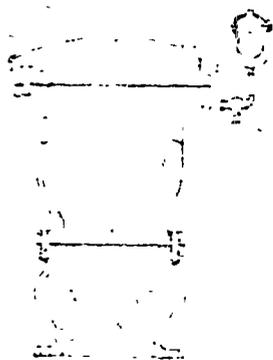
Válvulas de compuerta.

La válvula de compuerta se emplea con el objeto de aislar en un momento dado, algún elemento o sección de la instalación para poder efectuar una reparación, inspección o dar mantenimiento, sin que se interrumpa totalmente el servicio de bombeo. También se evita con esta válvula, el regreso del agua por alguna bomba que no esté operando debido a la operación parcial del equipo.

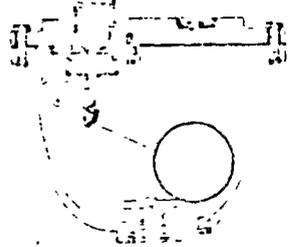
En una conexión como la figura No. 10 esta válvula se instala en la descarga de cada bomba, después de la válvula Check y antes de la válvula de alivio; sin embargo, pudieran ser necesarias otras en otro sitio o disminuir el número de ellas, según el proyecto de la conexión que se haga, de acuerdo con la flexibilidad de operación que se prevea en el sistema de bombeo.

La válvula de compuerta señalada con el número (6) de la figura No. 11 ubicada en el extremo inicial de la tubería de descarga, es recomendable para vaciar la tubería de tiempo en tiempo. Esta práctica permite efectuarle a dicha tubería una especie de lavado, ya que así se extraen las arenas y lodos que se depositan a lo largo de ella, según se ha podido observar. La presencia de estos azolves es desventajosa para el funcionamiento de la planta de bombeo en general, y sobre todo cuando se ha dejado de operar el equipo por algún tiempo y se reanuda el bombeo. El diámetro de la válvula de compuerta para estos fines es la mitad del de la tubería de descarga.

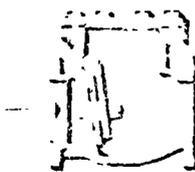
También se instalan válvulas de compuerta con fines de desagüe, en las depresiones o columpios más o menos largos de la tubería de descarga. Esta instalación se hace mediante una "T" de acero o fierro fundido proveyéndole a la válvula una caja de protección y fácil inspección, así como de un desagüe rápido de acuerdo con la topografía del terreno en donde se localice.



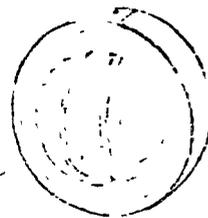
①



②



③



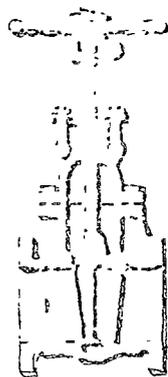
④



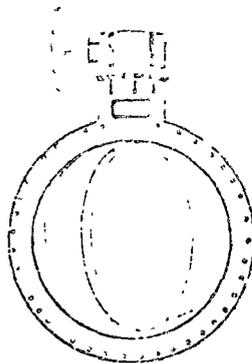
⑤



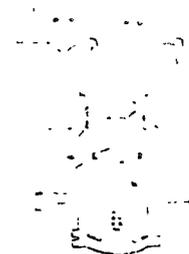
⑥



⑦



⑧



⑨

Fig. 1.- VALVULAS 1 - de Aire 2 - de Aire 3 - Checa 4 - Que Checa 5 - Checa silenciosa 6 - Nota Checa 7 - Compuesto 8 - Muziposa 9 - Alivio

El tipo de válvulas de compuerta más empleado es el que muestra la figura -- No. 11 (7) y se caracteriza por ser brida y con vástago saliente, es decir -- que éste se desplaza según su eje vertical. Esto tiene la gran ventaja de que el operador se cerciorea con facilidad, si la válvula está abierta o cerrada.

Conviene recordar que la válvula de compuerta está diseñada propiamente para ser operada cuando se requiera un cierre o abertura total, y no se recomienda para usarse como reguladora de gasto, salvo para casos eventuales y tiempos cortos.

Válvulas de Mariposa.

Las válvulas de mariposa, como la mostrada en la figura No. 11 (6) puede sustituir a la compuerta cuando se requieren diámetros grandes y para presiones bajas en la línea; tienen la ventaja de ser más ligeras, son de menor tamaño y más baratas. Estas válvulas se operan por medio de una flecha que acciona un disco haciéndolo girar centrado en el cuerpo de la válvula; la operación puede ser manual, semiautomática o automática, mediante dispositivos neumáticos, hidráulicos o eléctricos.

El diseño hidrodinámico de esta válvula permite emplearla como reguladora de gasto y en ciertos casos para estrangular la descarga de una bomba, figura No. 11(8).

Válvulas de alivio contra golpe de ariete.

Las válvulas aliviadoras de presión son empleadas para proteger el equipo de bombeo, tuberías y demás elementos en la conexión contra los cambios bruscos de presión que se producen por el arranque o paro del equipo de bombeo. La válvula está diseñada de tal manera, que puede abrirse automáticamente y descargar al exterior, cuando la presión en el sistema, es mayor que aquella con la que fué calibrada, lográndose con ello el abatimiento de la línea piezométrica. El cierre de esta válvula también es automático y se logra cuando la presión en la línea llega a ser menor que la de su ajuste o calibración.

De acuerdo con lo anterior, el empleo de esta válvula dependerá de la magnitud de las presiones que se tengan debidas al golpe de ariete y de la conveniencia -- que surja al haber hecho un estudio económico, considerando la posibilidad de emplear elementos (tuberías, válvulas, etc.) resistentes a las presiones que se van a presentar. Figura No. 11 (9).

Su ubicación se elige después de los elementos de control o al principio de la tubería de descarga común. En una instalación como la figura No. 10 en la cual se ha instalado una válvula de alivio a cada bomba, se sitúa entre la Check y la de Compuerta, mediante una "T" de acero o fierro fundido,

El desfogue de la válvula de alivio deberá enseñarse sin posibilidad de ahogamiento y guiar la descarga hacia aguas abajo de la fuente de abastecimiento.

Como puede observarse en la figura No. 10 para el montaje de los accesorios de control y operación, son necesarias las llamadas "piezas especiales" que pueden ser de fierro fundido o de acero, como son: codos, tes, reducciones o ampliaciones, carretes, extremidades, etc.

Equipo de cebado.

Cuando se emplean centrífugas horizontales, lo más recomendable es hacer una instalación tal que el nivel del agua en la succión, se tenga siempre arriba del eje de la bomba; con la finalidad de evitar problemas de cebado, figura No. 4 ; sin embargo pudiera suceder que, dadas las características del bombeo convenga ubicar la bomba arriba de dicho nivel y entonces será necesario contar con un equipo adicional para cebar las bombas.

Existen varios sistemas de cebado, uno de los más simples es, empleando un tanque elevado para llenar la bomba y una válvula de aspiración, llamada también de pic o de zapa, la cual no es más que una especie de válvula Check diseñada para instalarse en una tubería vertical. Este sistema no es muy eficiente porque la válvula con el tiempo o por el contenido del agua no cierra perfectamente y constantemente puede vaciarse la columna de succión. Este sistema es más indicado para cuando se manejan aguas muy limpias y para pequeños gastos de bombeo.

En el mercado existen ya sistemas de cebado de los cuales mencionamos los tanques cebadores, los eyectores y las bombas de vacío.

7.4. - Instalaciones de máquinas y detalles complementarios.

El soporte o apoyo de las bombas deberá ser rígido, con el fin de garantizar un mejor funcionamiento de ellas.

Cuando se trata de bombas verticales el cabezal de descarga, ya sea con descarga bajo o sobre la superficie, generalmente se apoyan sobre perfiles laminados de acero estructural. Será conveniente formar bastidores para lograr mejor rigidez en el apoyo, aún cuando estructuralmente pueden ser suficientes dos viguetas paralelas, figura No. 12a.

En el cálculo estructural del apoyo de los equipos deberá considerarse el peso de cada unidad de bombeo y lo que se llama empuje axial de la bomba, esto último es más importante en bombas verticales. Si los apoyos de las unidades de bombeo forman parte de la estructura de la plataforma de un cárcamo se deberá considerar la carga viva y otras fuerzas que actúan en esos elementos.

También se instalan sobre plataformas de concreto ahogando los pernos de anclaje en lechadas de cemento, figura No. 12b. En algunos casos, cuando se usan motores de combustión, estos pueden resultar de gran tamaño y peso, por lo que en lo posible se recomienda buscar una distribución de bombas tal, que estas máquinas puedan apoyarse directamente sobre el terreno a fin de evitar estructuras de sostén costoso.

En el diseño del apoyo de las bombas verticales, deberá tomarse en consideración que en cualquier momento la extracción de las bombas sea fácil, por lo tanto la separación de los perfiles que la sostendrán estarán en función de la placa de apoyo del cabezal y del diámetro máximo del tazón.

En la mayoría de los casos los motores eléctricos pueden ser de los llamados, tipo intemperie y no será necesario colocarlos bajo una caseta, no obstante si se construye ésta, las dimensiones de altura se fijarán atendiendo a las dimensiones verticales del motor y tramos comerciales de columna de succión que se vayan a instalar. Muchas veces se proveen vanos en el techo de la casa de máquinas para facilitar la operación de extracción.

En general, tanto para bombas verticales como horizontales, se deberá tener espacio suficiente para maniobras de extracción, reparación y mantenimiento, independientemente de las que se requieran para la succión de las bombas, desde el punto de vista hidráulico.

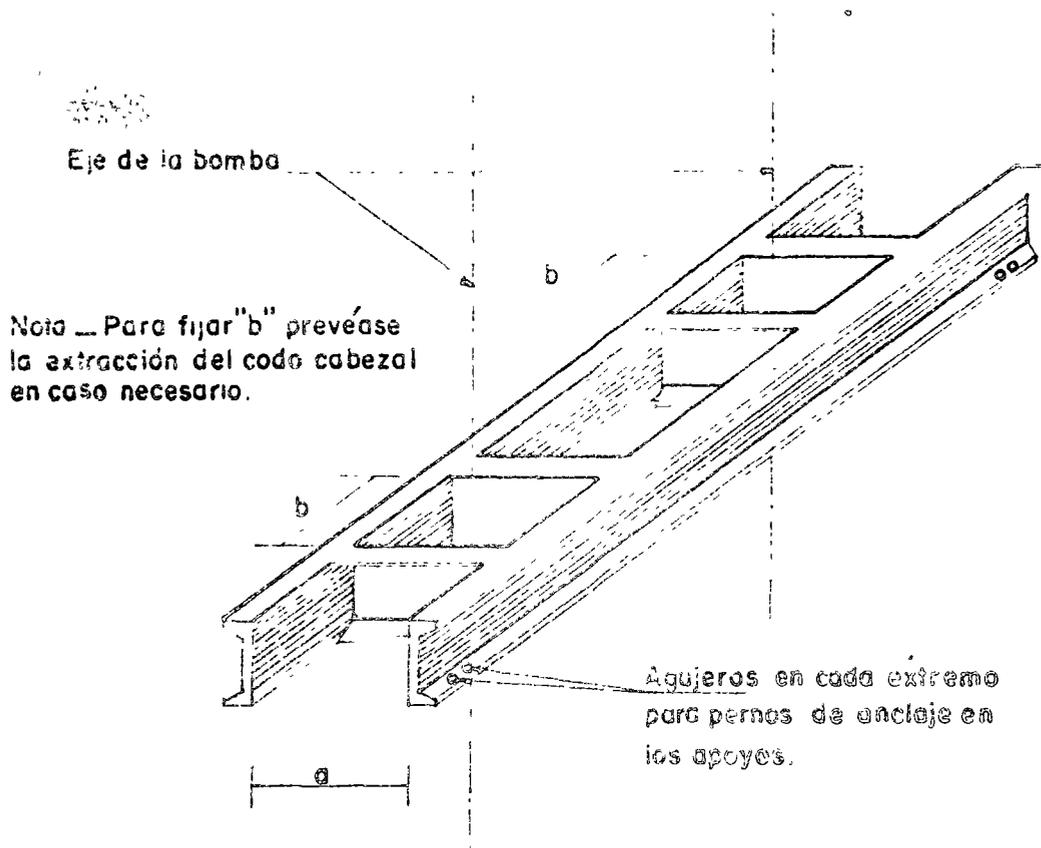


Fig.12a. Apoyo de bomba vertical

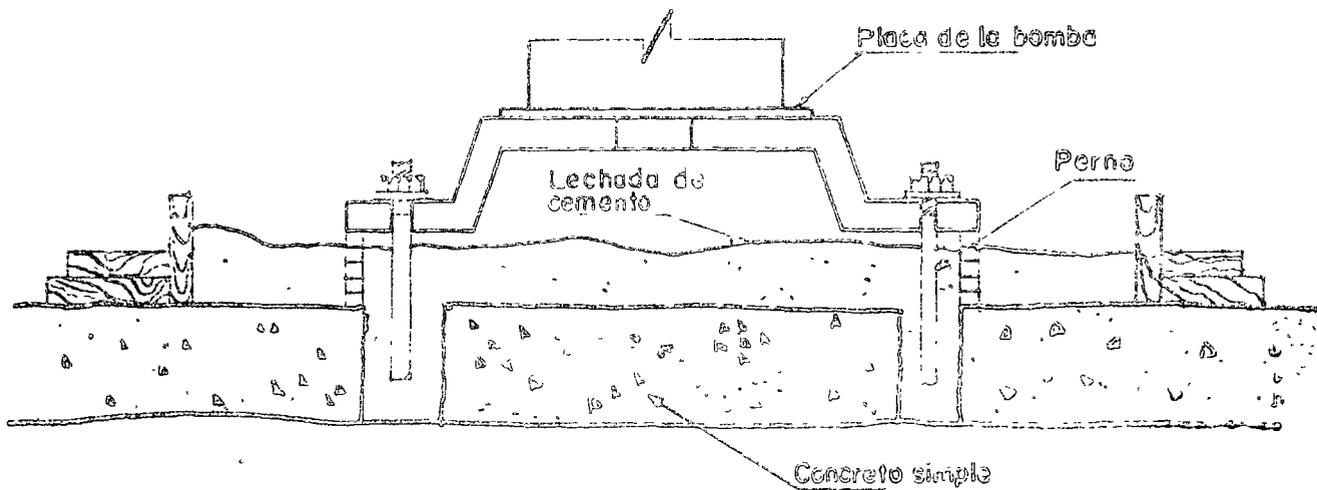


Fig.12b. Apoyo de bomba horizontal

Tratándose de bombas horizontales casi siempre los espacios entre ejes de las tuberías de succión quedan supeditadas a los espacios necesarios para la instalación de motores y espacios requeridos para maniobras en la Casa de Máquinas.

Detalles Complementarios.

Dentro de los detalles complementarios pueden quedar incluidas la ubicación y diseño de elementos tales como: escaleras de acceso, atraques de válvulas, silleras para tuberías, localización de cunetas y desgües, etc. También se incluyen el diseño y ubicación de las gruas para la maniobra de instalación y mantenimiento de equipos.

Cabe mencionar aquí, que en ocasiones, sobre todo cuando se manejan aguas con materias de suspensión, conviene contar para el mantenimiento de la planta con un equipo a base de bombas sumergibles o de otro tipo similar para efectuar una limpieza periódica a ciertas partes de la planta que están expuestas a la acumulación de azolves cuando no se bombea, tales como la obra de toma y cámara de bombeo. Esto desde luego es independiente del tipo de bomba que se elija para la operación del sistema considerando el agua que se va a manejar.

En los planos constructivos deberá indicarse los detalles necesarios para la instalación de las tuberías de descarga. Por ejemplo, si se emplean tuberías de asbesto - cemento se fijarán las dimensiones de las cepas, camisas de grava, forma de enterrar la tubería, etc. Lo recomendable es consultar los instructivos que al respecto han formulado los fabricantes de este material.

La figura No. 13 muestra un atraque que se aconseja para la válvula Check. Este atraque se sitúa en el extremo aguas abajo de la válvula y esencialmente consta de una placa de acero con horadación igual a la sección interior a la tubería, ahogada en el concreto del piso y con agujeros que se corresponden con los de las bridas del tubo y de la válvula; con esto se puede desmontar la válvula por cualquier motivo sin desalinear el conjunto.

La figura No. 14 muestra un tipo de silleras que se usan con frecuencia para el apoyo y atraques de las tuberías.

Los machones o atraques de codos o cambios de dirección deberán diseñarse cuidadosamente basándose en la fuerza total resultante que se tenga debido a la presión hidrostática y la resultante originada por el impulso y la reacción que ejerce el agua sobre el codo. También deben considerarse las fuerzas de rozamiento, la reacción del terreno, etc.

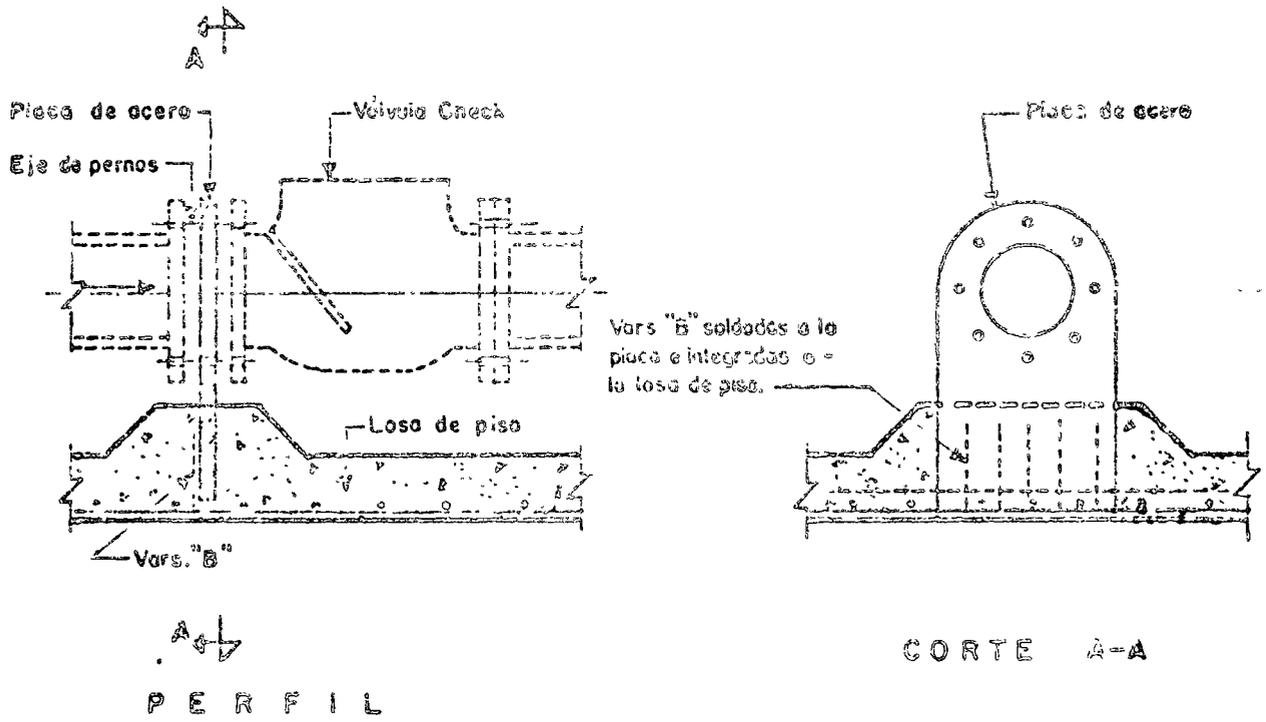


Fig. 13.- Anclaje para válvula check

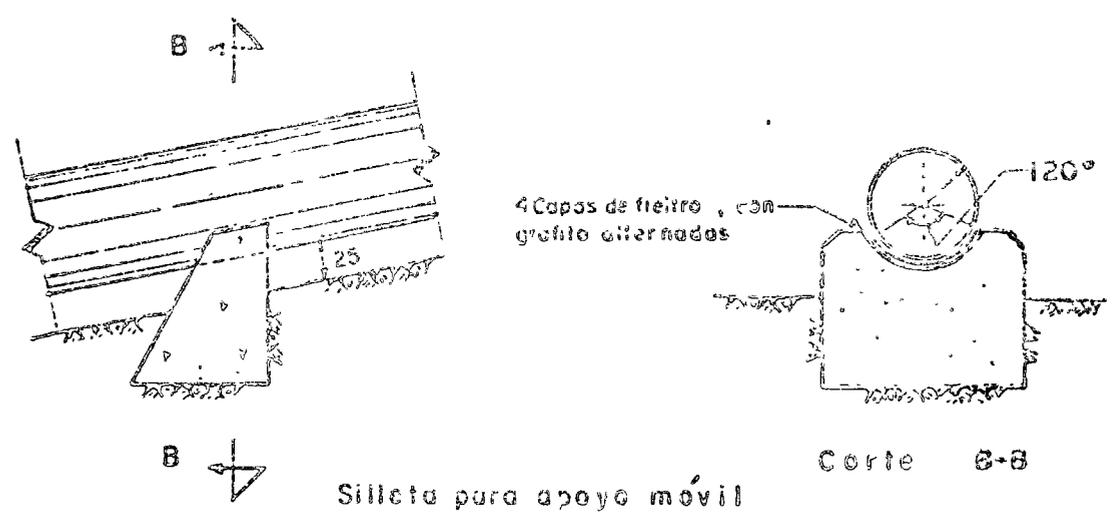
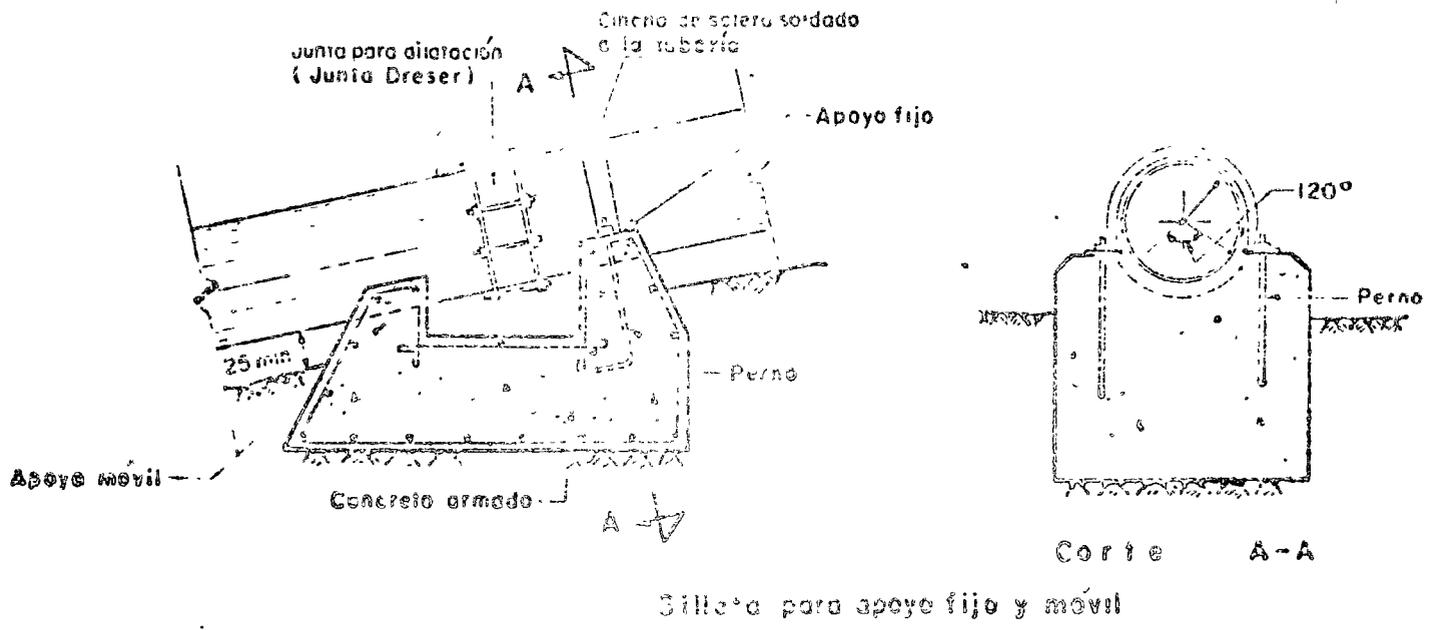
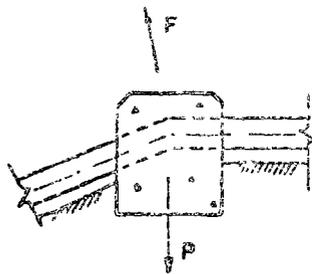


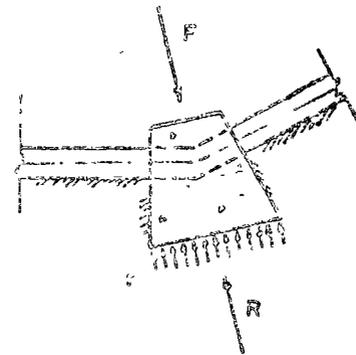
Fig. 14 Silletas de concreto

Adicionalmente se puede presentar los casos que muestra la figura No. 15 en la cual se indican el equilibrio que se debe cumplir.



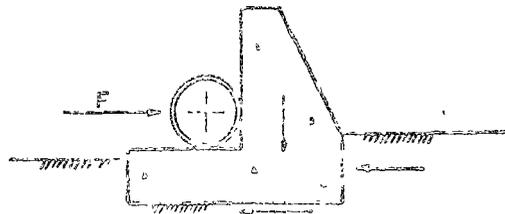
$$P \geq F$$

El peso del machón P debe contrarrestar la fuerza F



$$AT = R \geq F$$

El área de contacto A por la reacción del terreno R, soporta la fuerza F



El atraque trabaja como muro de retención que se opone a la fuerza F

Fig. 15.- Atraques típicos en tuberías.