



FACULTAD DE INGENIERÍA UNAM
DIVISIÓN DE EDUCACIÓN CONTINUA

CURSOS INSTITUCIONALES

**ACTUALIZACIÓN DE
INGENIERÍA MECÁNICA**

Del 17 al 24 de Marzo del 2003

APUNTES GENERALES

CI-046

**Instructores: Ing. Miguel Ángel Ramírez Galán
Ing. Miguel Alonso Castillo Hoil**

**DGCCH
MARZO DEL 2003**

CAPITULO I: INTRODUCCION

Los países industrializados se percataron de la fragilidad de su sistema y del importante papel que juega el petróleo en las sociedades modernas. Repentinamente, bajo estas condiciones, estos países toman conciencia de su vulnerabilidad energética y de la necesidad de hacer más eficientes sus unidades usuarias de energía, sucediéndose cambios y transformaciones en los hábitos de consumo.

Los cambios más importantes se dieron del lado de la demanda, los países desarrollados impulsaron la implantación de políticas y programas de ahorro, uso eficiente o conservación de energía. El uso de alternativas tecnológicas, alternativas energéticas y el aprovechamiento de todos los recursos locales, incluso las energías alternas y renovables, favorecieron un balance energético mundial con tendencia a la baja en un 0.3% anual global; en tanto que en los países industrializados, este valor alcanzó el 3% en promedio anual. Esa tendencia en los países desarrollados, fue provocada por una serie de nuevas tecnologías más eficientes, programas estructurados de gestión energética y sobre todo una concientización total de la población. Es un hecho comprobado que los resultados más espectaculares de disminución en las facturas energéticas fueron logradas gracias al comportamiento humano. La concientización juega un papel determinante en el éxito de cualquier programa que se emprenda.

En el periodo 1970-1980, mientras que en los países industrializados, se observaban tendencias de decrecimiento, en México, el consumo nacional total de energía creció 9.4% en promedio anual, mientras que el PIB se incrementaba sólo en 6.7%. Las elevadas tasas de crecimiento de la demanda eléctrica hacen que, de continuar tal cuales, en el año 2000, se requiera de una capacidad instalada del doble de la actual.

En los últimos 5 años el panorama del uso eficiente de la energía ha cambiado radicalmente y tomando un ritmo vertiginoso; cada vez son más las empresas tanto privadas como públicas que empiezan a interesarse en la aplicación de medidas correctivas para usarla mejor; sus organismos empresariales cúpula han tomado la iniciativa e impelen

CAPITULO 2 :
ANALISIS DE BOMBAS
DINAMICAS

actuar en pro del uso racional de los energéticos. Las dependencias e instancias oficiales, así como las instituciones de investigación y educación superior, promueven continuamente el uso eficiente de los energéticos. No obstante los resultados medibles alcanzados hasta ahora no son espectaculares y se reiteran cotidianamente una serie de factores limitantes que aletargan el cabal desarrollo de una estructura de consumo de energía más eficiente.

2.1) Generalidades

Sistemas de Bombeo.

El tema de bombeo para movimiento de fluidos, ha cobrado una especial importancia en los últimos años, ya que su utilización es casi imprescindible para cualquier tipo de proceso industrial y se define como la aportación de la Energía necesaria a un fluido para su transporte de un lugar a otro.

Los sistemas de Bombeo de fluidos no están exentos a las mejoras referentes a la reducción de sus consumos de Energía, que pueden variar desde la correcta selección del motor eléctrico que los acciona, hasta el mejoramiento de sus sistemas de control y regulación.

2.2) Terminología utilizada en los sistemas de bombeo.

Velocidad Especifica: Es un valor índice o parámetro que se obtiene del caudal, presión y velocidad de funcionamiento en el punto de rendimiento óptimo. Con este índice se clasifican los rodetes con respecto a su similitud geométrica, lo cual representa como se verá más adelante potenciales importantes de ahorro de energía.

Carga total de Bombeo: Está dada por la suma algebraica la presión manométrica medida a la descarga, el nivel dinámico, las pérdidas por fricción en la columna y la carga de velocidad.

Eficiencia electromagnética: Se define como el cociente de la potencia medida a la salida de la bomba y la potencia de entrada al motor eléctrico.

Gasto volumétrico de la Bomba: Es la razón a la cual el volumen del agua cruza la sección transversal del tubo por unidad de tiempo.

Frecuencia de Rotación o velocidad angular: Son las revoluciones por minuto a las que gira el conjunto motor - bomba.

Nivel Dinámico: Es la distancia vertical desde el nivel de referencia hasta la superficie del agua cuando se encuentra en operación el equipo de bombeo.

Nivel de referencia: Es el plano inferior de la placa base y es la referencia para todas las mediciones eléctricas.

Carga neta positiva de succión (NPSH): Es la presión absoluta en la entrada de la Bomba expresada en pies de líquido, mas la energía de velocidad, menos la presión de vapor del fluido a la temperatura de bombeo (punto de saturación) y corregida a la elevación de la línea central d la bomba en el caso de bombas horizontales o a la entrada del impulsor d la primera etapa en caso de bombas verticales.

Carga neta positiva de succión requerida (NPSHr): Es una función de la velocidad y la capacidad de la bomba y la determina el fabricante.

Carga neta positiva de succión disponible (NPSHd): Representa el nivel de energía del fluido sobre la presión de vapor en la entrada de la bomba.

Pérdidas por fricción en las Tuberías: Son las pérdidas de presión en el sistema hidráulico debidas a la rugosidad del material de las tuberías, a los cambios de dirección, estrangulaciones, etc.

2.3) Tipos de Bombas

Las bombas son los elementos que proporcionan la energía de presión necesaria para vencer la carga dinámica total.

Existen bombas centrífugas y de desplazamiento positivo.

2.3.1) Bombas Centrífugas

Son aquellas que proporcionan un flujo continuo y suave; al contrario de las bombas de émbolo, en las cuales el trabajo necesario para la elevación del agua se realiza por medio de un émbolo sometido a un movimiento alternativo, constan de un rodete que se encuentra dentro del cuerpo de la bomba que gira a gran velocidad, permitiendo que el líquido que se encuentra entre los álabes del rodete sea arrastrado por éstos en su movimiento de rotación, absorbiendo su fuerza centrífuga, la cual le anima de un movimiento continuo.

Subdivisión de las bombas centrífugas

Según la altura de elevación conviene clasificarlas como sigue: bombas de baja presión (hasta unos 15 m.), bajas de media presión (hasta unos 40 m.) y bombas de alta presión, de 40 m. en adelante, aunque los límites de cada grupo no pueden precisarse exactamente, siendo de notar que, como ya se ha dicho, la altura de elevación depende en absoluto de los álabes, del diámetro del rodete y del número de revoluciones. Además, según el número de rodetes consecutivos, las bombas pueden ser de uno o varios escalones de presión, siendo estas últimas las que se emplean para la elevación a grandes alturas. También se pueden disponer varios rodetes en paralelo cuando se trata de elevar grandes caudales de agua, en las bombas de baja presión o de presión media. Se construyen además, bombas con aspiración por uno o los dos lados, provistas de rueda directriz o sin ella, y de eje horizontal o vertical.

Antes de tratar de la teoría y construcción de las bombas centrífugas, describiremos las disposiciones esquemáticas de los diversos tipos más modernos.

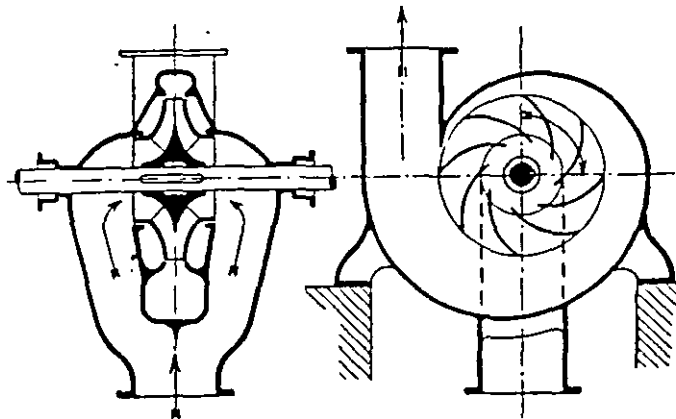


FIGURA 2.3.1.1

La bomba centrífuga corriente o de baja presión se construye indistintamente con aspiración por un solo lado o por los dos, como muestra la fig. 2.3.1.1 En ella el rodete se halla dentro de una cámara de presión en espiral (llamada también difusor), en donde la velocidad del líquido se transforma en presión.

La forma del rodete es muy variable, según el caudal Q a elevar, la altura total de elevación H y el número de revoluciones n . La fig. 2.3.1.2.A representa un rodete de construcción normal en el cual el diámetro de salida D_2 es doble del de entrada D_0 aproximadamente. El rodete de la fig.2.3.1.2.B corresponde a un caudal Q notablemente mayor, pudiendo en el mismo conservar H el mismo valor, para el mismo número de revoluciones n e idéntico ángulo de los álabes.

Se adopta el rodete representado en la figura 2.3.1.2,C cuando se trata de elevar grandes caudales a pequeña altura, con un número de revoluciones relativamente elevado .

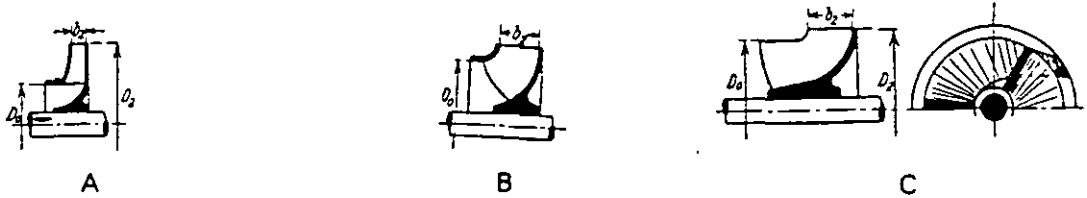


FIG. 2.3.1.2

En este caso, los álabes del rodete se apoyan tan sólo sobre el cubo del mismo, pues el rodete no lleva corona exterior. Siendo por ejemplo el diámetro exterior $D_2 = 300$ mm. y el número de revoluciones $n = 750$ por minuto en los tres rodetes descritos, con determinados ángulos de los álabes se llegará a $H = 6$, y el caudal elevado a dicha altura será $Q = 2.4$ m³/min. para el de la figura 2.3.2.A, $Q = 5.5$ m³/min.

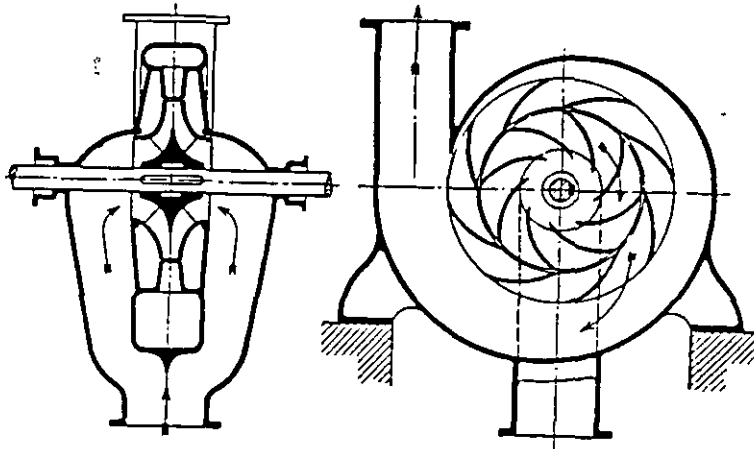


FIG. 2.3.1.3

para el de la figura 2.3.1.2.B y $Q = 8.2$ m³/min. para el de la figura 2.3.1.2.C

Todos estos rodets pueden disponerse en forma gemela, como representa la fig. 2.3.1.1, en cuyo caso es también doble el caudal elevado.

Las bombas de media presión, con objeto de que alcancen un rendimiento más elevado, llevan generalmente ruedas directrices.

Estas bombas pueden construirse con entrada por un solo lado o por los dos (fig 2.3.1.3) Cuando se trata de bombas de un solo escalón de rodets, el cuerpo que envuelve al rodete único se construye en forma de espiral, como en las bombas de baja presión.

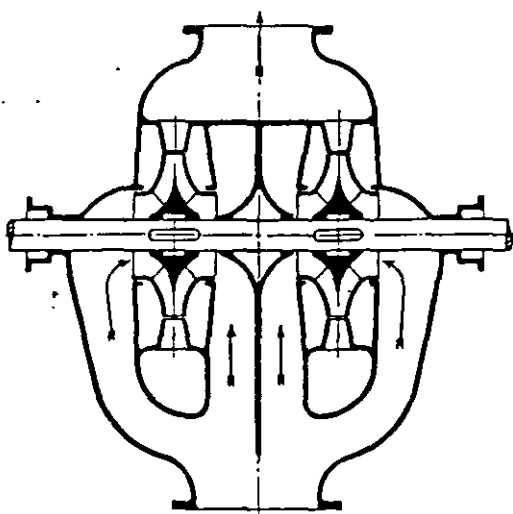


FIG. 2.3.1.4

Las bombas para grandes caudales llevan un rodete ancho, como el de la figura 2.3.1.2.B de diámetro D_0 también grande, de construcción gemela, con entrada por los dos lados. Además se construyen bombas funcionando a un número elevado de revoluciones con varios rodets en paralelo fig.2.3.1.4 adoptándolas generalmente en instalaciones de alumbramiento de grandes caudales de agua, aunque en la actualidad procura evitarse esta disposición por su costo excesivo.

Las bombas centrífugas de alta presión se construyen generalmente de varios escalones. Según la altura de elevación deseada, se combinan diversos rodetes consecutivos con entrada por un solo lado, pudiendo llegar hasta diez en una misma bomba. La figura representa esquemáticamente una bomba de cuatro rodetes, todos los cuales se hallan rodeados de directrices. Un canal intermedio de evacuación lleva el agua al rodete siguiente y finalmente el agua se reúne en una cámara de forma teórica provista de boca de salida del líquido a presión.

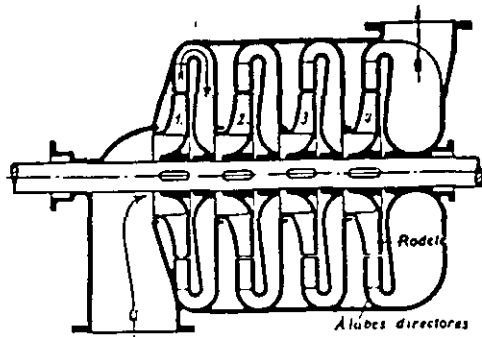


FIG. 2.3.1.5

Mientras sea posible, todos estos tipos de bombas se construyen de eje horizontal. Solamente en casos especiales se construyen de eje vertical, como, por ejemplo, cuando se trata de bombas de baja presión para agotamientos, así como cuando se trata de bombas de alta presión para pozos profundos o para el desagüe de minas, como veremos más adelante.

2.3.2) Bombas de desplazamiento positivo

Existen varios tipos de bombas de desplazamiento positivo, como son:

2.3.2.1) Bombas de engranes (fig 2.3.2.1.1)

Este tipo de bombas son de capacidad volumétrica fija (las más usadas son de engranaje externo).

2.3.2.2) Bombas de paletas (fig. 2.3.2.1.2)

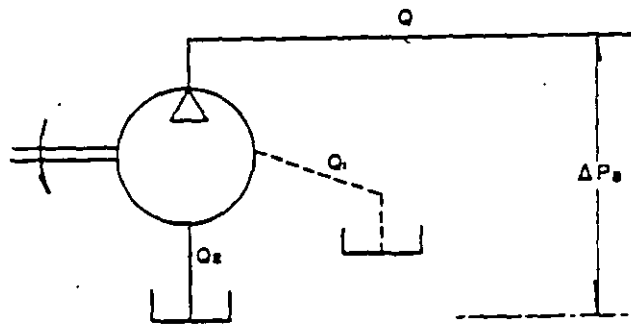
Pueden ser de capacidad volumétrica fija o variable.

2.3.2.3) Bombas de pistones (fig. 2.3.2.1.3)

Manejan capacidades volumétricas tanto fijas como variables.

De estos tres tipos de bombas se pueden hacer todas las combinaciones posibles entre ellas, es decir, bombas de engranes con bombas de paletas de pistones con engranes, etc.

Análisis del funcionamiento de la bomba .- Simbología.



donde:

Q_a = gasto que entra a la bomba.

Q = gasto que sale de la bomba.

ΔP_b = presión generada por la bomba

Q_1 = gasto de pérdidas debidas a fugas en la bomba.

Para el estudio del funcionamiento de una bomba de desplazamiento positivo se relacionan las siguientes variables:

$$Q_B = C_B N_B$$

C_B = capacidad volumétrica por cada revolución.

N_B = número de revoluciones por unidad de tiempo.

pérdidas de flujo (Q_1):

$$Q_1 = K \Delta P / \mu$$

K = constante para cada bomba.

ΔP = diferencia de presión a través de la trayectoria de pérdida de flujo (generalmente tomada como la presión generada.

μ = viscosidad absoluta.

esta ley va de acuerdo con la ley de escurrimiento de un fluido viscoso.

Si la temperatura (T) es constante, entonces $\mu = \text{cte}$, y se puede considerar un coeficiente de pérdidas de flujo (λ) como:

$$\lambda = k / \mu$$

Efectos de compresibilidad.- El módulo volumétrico (B) es una relación entre la variación de la presión del sistema y el cambio de volumen del fluido.

$$B = -V_0 (\Delta P_B / \Delta V)$$

V_0 = volumen inicial

ΔP_B = diferencia de presión entre la succión y la descarga

ΔV = variación de volumen de fluido en el sistema

$$\Delta V = V - V_0$$

$$V - V_0 = -V_0 (\Delta P_B / B)$$

$$V = V_0 (1 - (\Delta P_B / B))$$

gasto debido a la compresibilidad del fluido (Q_2):

$$Q_2 = dv / dt$$

derivando la ecuación para $B = \text{cte}$, se tiene:

$$Q_2 = (-V_0 d(\Delta P_B)) / B dt$$

por tanto, el gasto efectivo entregado por la bomba es: gasto que entra a la bomba menos el gasto por fugas más el gasto por compresibilidad, es decir:

$$Q = Q_B - Q_1 + Q_2$$

$$Q = C_B N_B - \lambda \Delta P - V_0 / B (d\Delta P_B / dt)$$

La potencia útil (W_u) se puede calcular de la siguiente forma:

$$W_u = C_B N_B \Delta P_B$$

Y la potencia requerida (W_R):

$$W_R = T_B N_B$$

donde T_B = torque de la flecha de la bomba.

La eficiencia mecánica sería (η_m)

$$\eta_m = (C_B \Delta P_B) / T_B$$

y la eficiencia volumétrica (η_v) :

$$\eta_v = Q / (CB NB)$$

La eficiencia total (η_t) se define como:

$$\eta_t = \eta_m \eta_v = (Q\Delta PB)/(TBQB)$$

Ejemplos típicos de los valores de comportamiento de las bombas.

Bombas de engranaje externo (fig.2.3.2.1.1) La figura muestra una bomba de engranaje externo, consiste esencialmente de dos engranajes. Uno de ellos es movido por un motor y así al girar impulsa otro engrane. En la succión los dientes de los engranes se separan, lo que produce un vacío parcial, logrando con esto que el fluido llene los espacios libres, éste es atrapado entre la carcasa y el espacio entre los dientes hasta la descarga, en donde los dientes se engranan por lo que el fluido es expulsado.

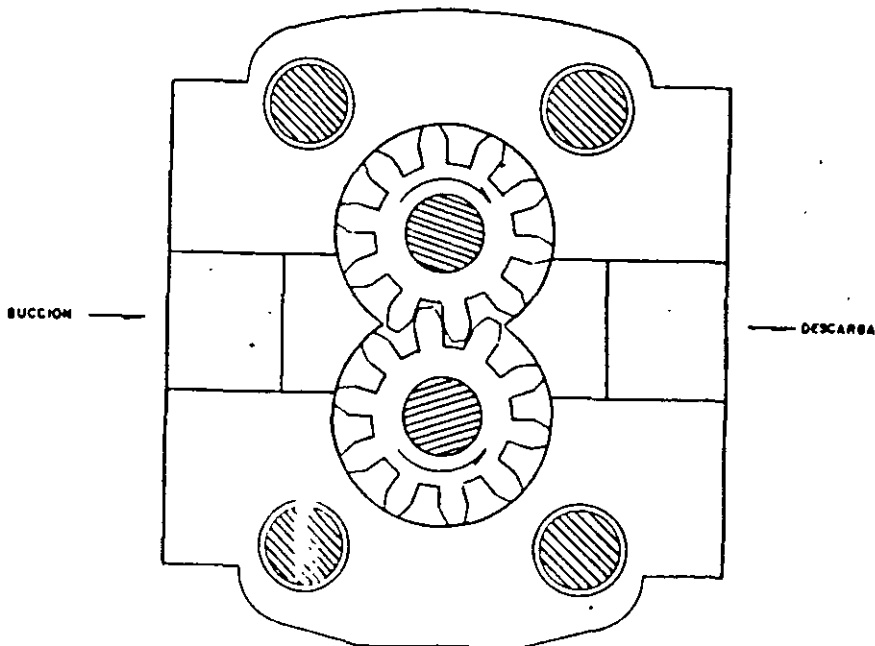


Fig 2.3.2 1.1

De la tabla 2.3.2.1, que es una tabla típica del comportamiento de una bomba de engranaje externo, se tabulan las siguientes variables:

Pressure = presión = ΔPB (bar).

Q_{eff} = gasto volumétrico real (l/min).

P_a = potencia requerida (KW).

Displacement volume = capacidad volumétrica =
CB (cm³/rev).

Size = tamaño de la bomba.

Estos valores son válidos para: NB = 1450 RPM, viscosidad cinemática y temperatura del fluido de:

$\nu = 36 \text{cst.}$

$T = 50^\circ\text{C}$

size	disp. volume V(cm ³ /rev)	Effective flow Q_{eff} and required drive power P_a at $n = 1450 \text{ rpm}$, $\nu = 36 \text{ cSt}$ and $t = 50^\circ\text{C}$								
		Pre-ssure (bar)	10	50	100	150	175	200	225	250
3	3.5	Q_{eff} 1/min	5.1	4.8	4.6	4.5	4.4	4.4	4.35	4.3
		P_a (kw)	0.20	0.50	0.96	1.35	1.55	1.64	1.94	2.23
4	4.5	Q_{eff} 1/min	6	5.9	5.8	5.8	5.7	5.5	5.4	5.4
		P_a (kw)	0.25	0.7	1.2	2	2.2	2.4	2.7	3

6	6.5	Qeff 1/min	8.8	8.7	8.6	8.6	8.5	8.3	8.2	8.2
		Pa (kw)	0.3	0.9	1.5	2.5	2.8	3.4	3.8	4
8	8.6	Qeff 1/min	12.3	12.2	12.1	12.1	12	11.8	11.7	11.7
		Pa (kw)	0.4	1.4	2.5	3.6	4.4	4.8	5.4	6
12	12.1	Qeff 1/min	17.3	17.2	17.1	17.1	17	16.8	16.7	16.7
		Pa (kw)	0.5	1.7	3.2	4.7	5.6	6.3	7	7.7
16	16.2	Qeff 1/min	23.2	23.1	23	23	22.9	22.7	22.6	22.6
		Pa (kw)	0.75	2.3	4.4	6.3	7.5	8.3	9.3	10
22	22.4	Qeff 1/min	32	31.5	31.8	31.8	31.7			
		Pa (kw)	1	3	5.8	8.7	10			

TABLA 2.3.2.1

De los valores anteriores se pueden obtener la eficiencia volumétrica, la eficiencia mecánica, eficiencia total y comparar estos valores para diferentes cambios de presión.

Como ejemplo se puede tomar el cuarto renglón de la tabla

De donde se obtienen los siguientes valores:

$$CB = 8.6 \text{ cm}^3/\text{rev}$$

$$WB = 1450 \text{ RPM}$$

Caso I:

$\Delta P_B = 10 \text{ Bar}$ se tiene:

$$Q = 12.3 \text{ lt/min}$$

$$Q_B = C_B N_B \\ = 12.47 \text{ lt/rev.}$$

por lo que:

$$\eta_v = Q/Q_B = 98.6 \%$$

y:

$$W_u = C_B N_B P_B \\ = 0.2 \text{ KW}$$

$$W_r = 0.4 \text{ KW (obtenido de la tabla).}$$

se tiene:

$$\eta_m = 50\%$$

$$\eta_t = \eta_m \eta_v = 49.3 \%$$

Caso II:

$\Delta P_B = 250 \text{ Bar.}$ se tiene:

$$Q = 11.7 \text{ lt/min}$$

$$\eta_v = 93.8 \%$$

$$W_u = 5.1 \text{ KW}$$

$$W_r = 6 \text{ kw (obtenido de la tabla)}$$

$$\eta_m = 85\%$$

$$\eta_t = 79.7\%$$

Con esto se puede ver que al aumentar la presión, la eficiencia volumétrica disminuye, ya que con un aumento de presión aumentarían las pérdidas de flujo, así como las pérdidas por los efectos de compresibilidad; sin embargo, con un aumento de presión se aumenta la eficiencia mecánica y la eficiencia total.

Bombas de engranaje interno. La fig 2.3.2.1.1.B muestra una bomba de engranaje interno. Está formada de dos engranes: uno interno y otro externo. El primero es movido por un motor, el otro gira debido al movimiento del engrane interno. Los dos engranes son excéntricos entre sí, esta excentricidad esta calculada para que en la succión se separen los dientes de los dos engranes con lo que se produce un vacío parcial, por lo que el fluido llena los espacios libres. El fluido es atrapado entre los espacios de los dientes de los dos engranes y la parte fija (parte sombreada en el dibujo) y conducido hasta la descarga, donde los dientes se engranan y así el fluido es expulsado.

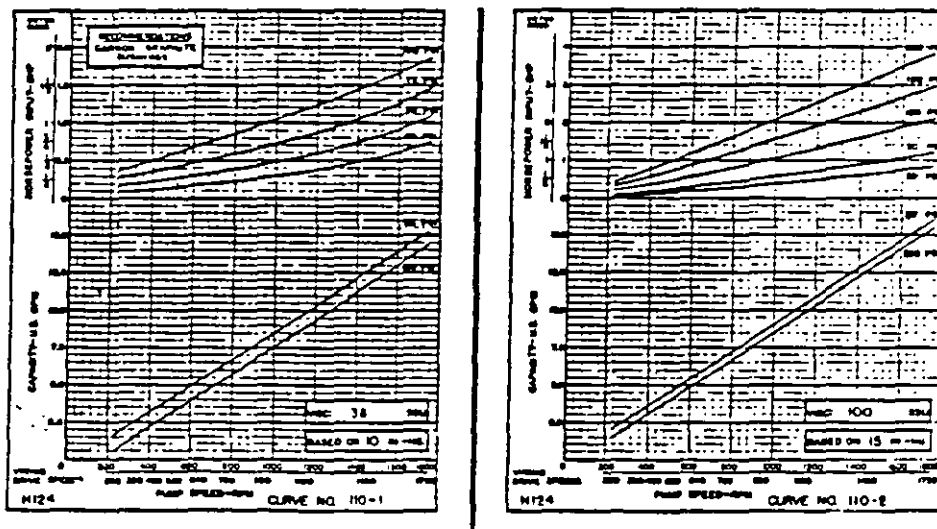
La grafica 2.3.2.1. muestra dos curvas típicas de comportamiento de un misma bomba de engranaje interno para diferentes viscosidades, manteniendo constante la diferencia de presión y el número de revoluciones por minuto, es decir:

Caso I: para 5GPM y NB = 600 RPM

$$\mu = 38\text{ssu}$$

$$\Delta\text{PB} = 25\text{psi} \quad \text{Wr} = 0.19\text{HP}$$

$$\text{Wu} = 0.07\text{Hp.}$$



GRAFICA 2.3.2.1

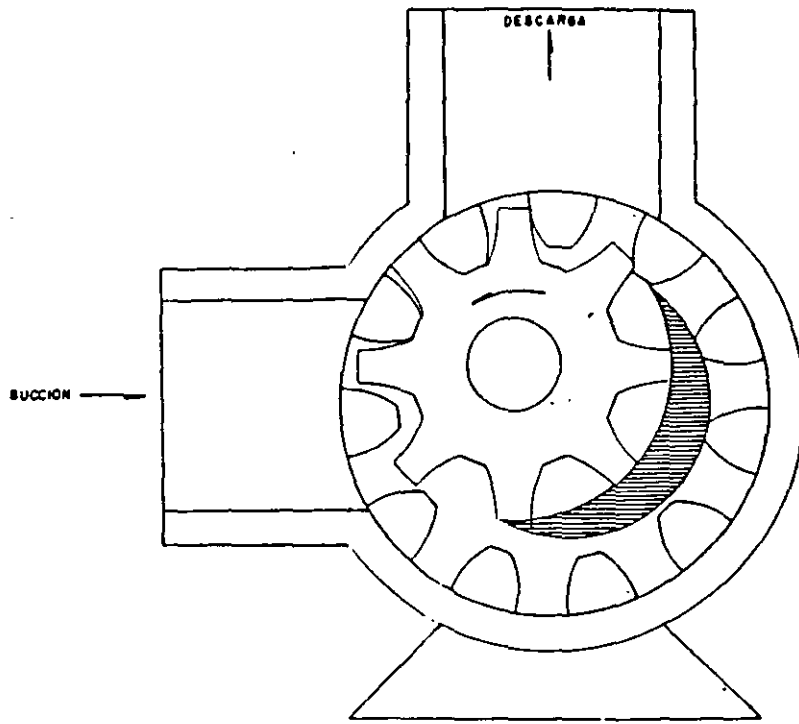


FIG. 2.3.2.1.1.B

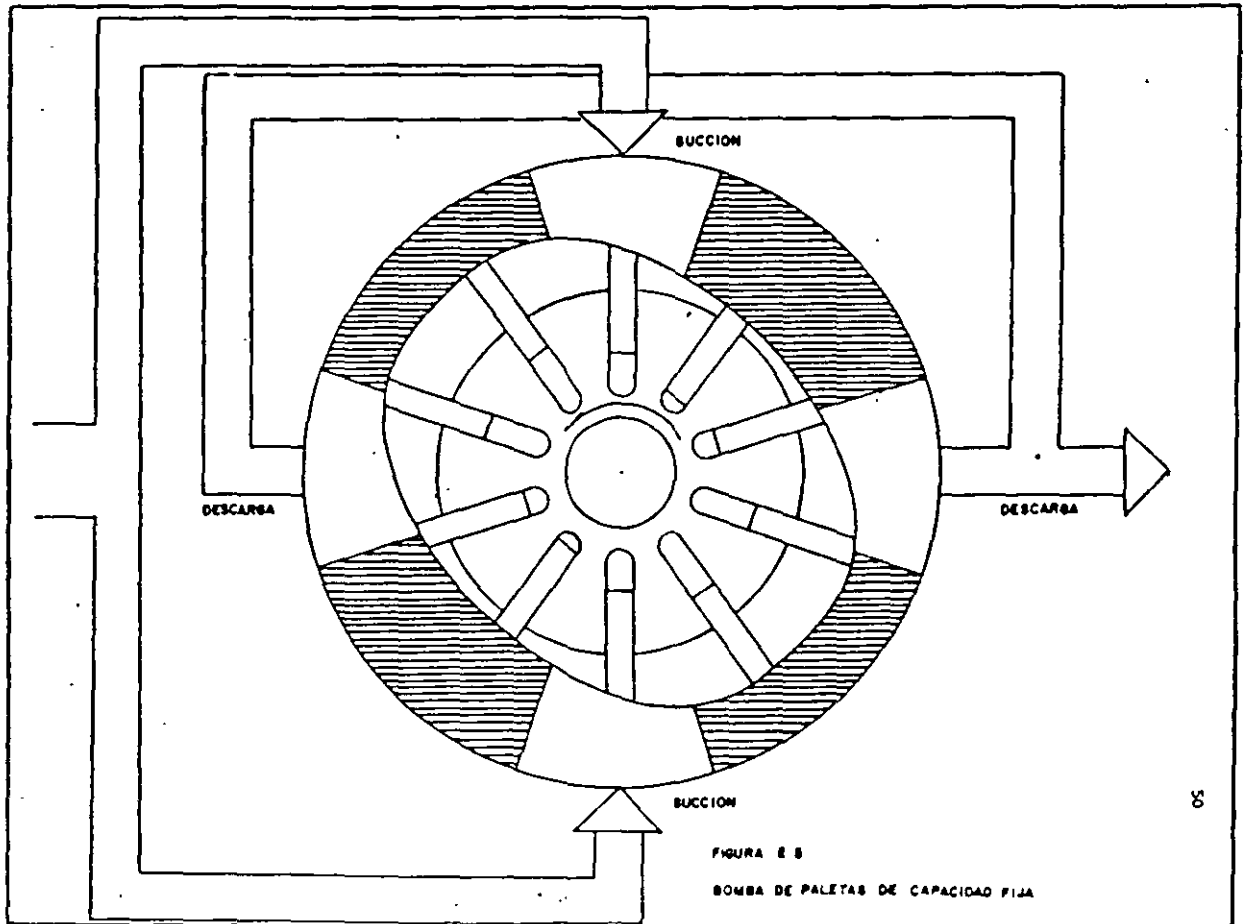


FIG. 2.3.2.1.2

Caso II

$$\mu = 100\text{SSU} \quad \text{NB} = 600 \text{ RPM.} \quad \text{DPB} = 25\text{psi.}$$

$$Q = 5.5\text{GPM} \text{ y } W_r = 0.2 \text{ Hp (obtenidos de la gráfica)}$$

$$W_u = 0.08$$

$$\eta_t = 40\%$$

Por lo que al aumentar la viscosidad y mantener la presión y el número de revoluciones por minuto constante aumenta la eficiencia total; también debe aumentar la eficiencia volumétrica, ya que entre mayor sea la viscosidad menor serán las pérdidas de flujo.

Bombas de paletas.- La figura 2.3.2.1.2 muestra una bomba de capacidad fija del tipo balanceado. Este tipo de bombas es muy eficiente, ya que tanto las succiones como las descargas están diametralmente opuestas, logrando con esto un equilibrio de esfuerzos en beneficio de la eficiencia.

Las paletas sellan con la cámara de la bomba debido a la fuerza centrífuga producida por el giro de la bomba. La cámara es una elipse hecha de tal forma que las succiones se produce un espacio entre las paletas y la cámara, formándose un vacío parcial, lográndose que el fluido sea conducido hasta la descarga donde el espacio que existe entre las paletas y la cámara se hace menor, por lo que el fluido es expulsado.

La figura 2.3.2.1.2.B muestra una bomba de paletas de capacidad variable. Su funcionamiento es igual que el de capacidad fija, excepto que esta bomba está formada por dos resortes conectados diametralmente opuestos a la cámara excéntrica de la bomba. Uno de estos resortes se conecta mediante un conducto a la descarga de la bomba, por lo que al aumentar la presión de descarga, ésta se transmite hasta donde está el resorte, y así, debido a la fuerza del resorte y a la fuerza debida a la presión de descarga, hacen comprimir al otro resorte,

logrando con esto una menor excentricidad de la cámara de la bomba y por consiguiente una menor capacidad de bombeo (que puede llegar hasta cero). Al disminuir la presión de descarga, disminuye la fuerza que produce la disminución de la excentricidad, y el resorte comprimido se expande, por lo que, tanto la excentricidad como la capacidad de bombeo se hace mayor.

Disp. volume V(cm ² /rev)	Effective flow Q _{eff} and required drive power Pa at n = 1500 RPM and 36 cSt at 50°C									
	Press (.bar)	20	40	60	80	100	120	140	160	175
40	Q _{eff} l/min	14.2	13.5	12.5	11.9	11.3	10.8	10.4	9.85	9.50
	Pa	0.77	1.31	1.85	2.38	3	3.39	4	4.58	4.93
	KW									
16.6	Q _{eff} l/min	23.9	23.0	22.2	21.4	20.8	20.3	19.8	19.3	18.7
	Pa	1.08	2	2.85	3.70	4.62	5.39	6.31	7.15	7.85
	KW									
26.3	Q _{eff} l/min	38.7	37.7	37.2	36.8	36.6	35.9	35.3	34.7	34.1
	Pa	1.54	2.93	4.24	5.54	6.92	8.31	9.70	11	12.1
	KW									
36	Q _{eff} l/min	53.1	51.8	51.3	50.5	50	49.6	49.3	48.8	48.6
	Pa	2.16	4	5.70	7.55	9.32	11.1	12.8	14.6	16
	KW									

Valores típicos de bombas de paleta de capacidad fija.

Este tipo de bombas también se construyen con un solo resorte, que es el que produce la excentricidad. Así que la fuerza que disminuye la excentricidad sólo es producida por la presión de descarga.

Bombas de pistones.- La fig 2.3.2.1.3 muestra una bomba de pistón radial. Este tipo de bombas pueden tener 3, 5 ó 10 pistones. La leva excéntrica gira moviendo los pistones en una forma radial, regresando a su posición inicial debido a la acción de los resortes. El líquido entra por la succión llenando la cavidad que rodea la leva. Cuando el pistón esta en la posición en que el resorte está más extendido, se produce un vacío en una válvula que deja entrar al fluido al interior del pistón; cuando gira la leva comprime el resorte por lo que el fluido es expulsado. Todos los pistones están conectados interiormente para tener una misma succión dentro del paquete que forma la bomba.

La tabla 2.3.2.2 indica algunos valores típicos del comportamiento de este tipo de bombas, en esta tabla se indica también el número de pistones.

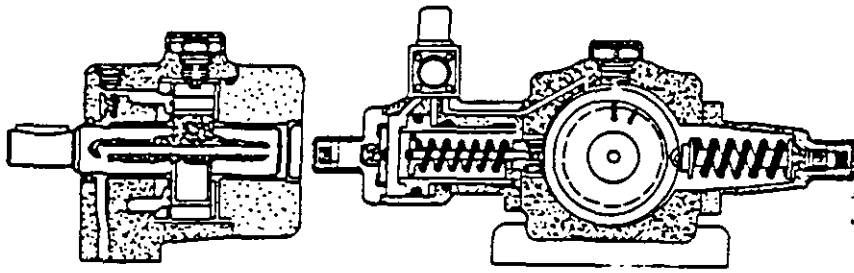


Fig. 2.3.2.1.3

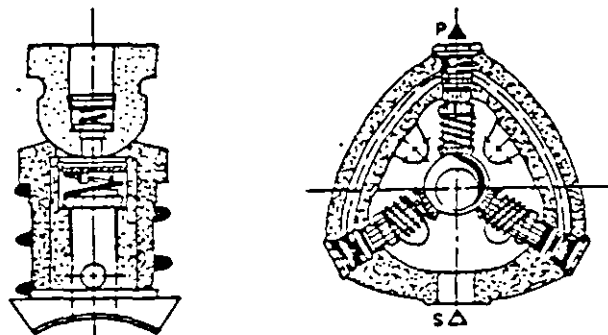
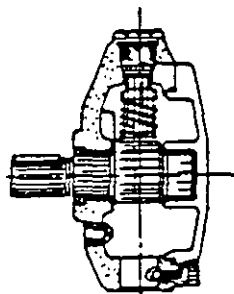


Fig. 2.3.2.1.3

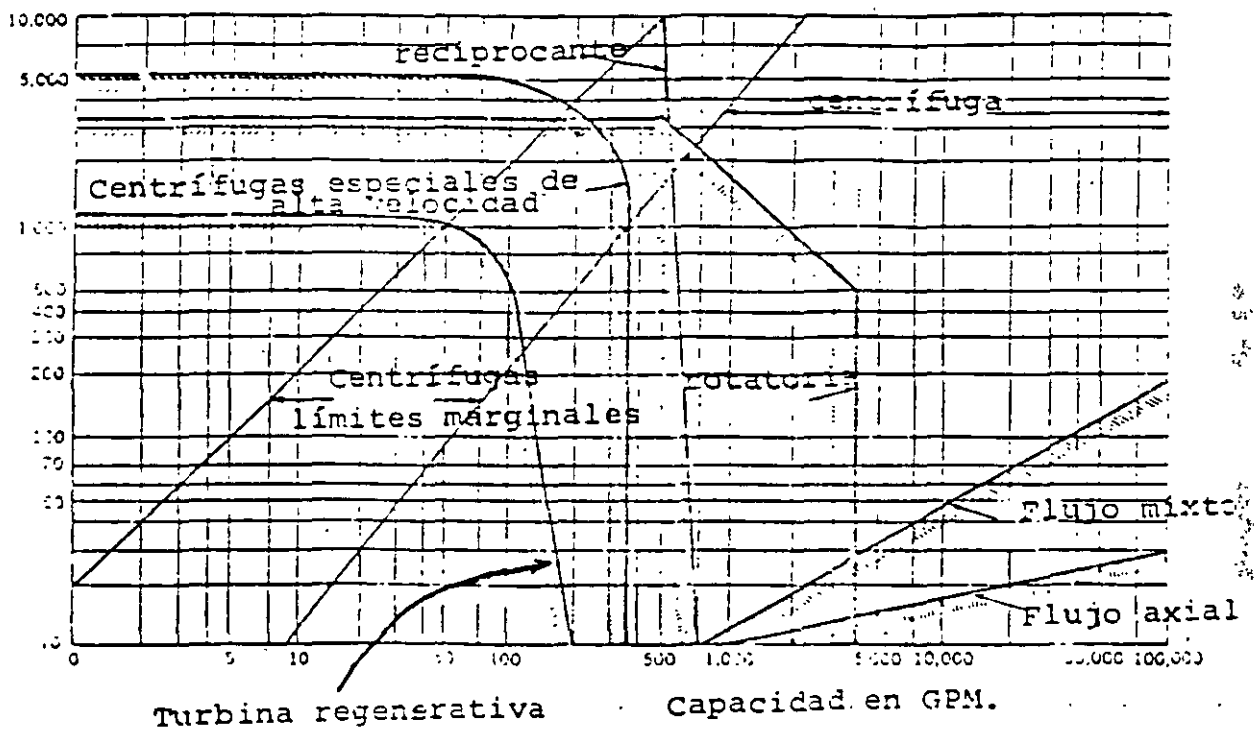
TABLA 2.3.2.2 VALORES TÍPICOS DEL COMPORTAMIENTO DE LAS BOMBAS DE PISTONES

Size - Pmax	Displacement (cm ³ /rev)	Cylinder I.D.	Stroke (mm)	No. of Stages		Pressure (bar)												
						50	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550	600	650
1,50 - 700	1,51	10	8,4	3	O _{eff} (l/min)	2,12	2,1	2,09	2,08	2,07	2,06	2,05	2,04	2,03	2,02	2,01	2,00	1,99
					P _a (kW)	0,29	0,51	0,7	0,89	1,08	1,28	1,46	1,65	1,89	2,1	2,3	2,5	2,7
2,00 - 700	2,14	10	9,1	3	O _{eff} (l/min)	3,02	3,0	2,98	2,97	2,95	2,94	2,92	2,91	2,89	2,88	2,86	2,85	2,83
					P _a (kW)	0,4	0,7	0,97	1,23	1,51	1,8	2,0	2,3	2,8	2,9	3,2	3,5	3,8
2,50 - 700	2,59	10	11,0	3	O _{eff} (l/min)	3,67	3,64	3,62	3,60	3,58	3,56	3,54	3,52	3,50	3,48	3,46	3,44	3,42
					P _a (kW)	0,47	0,84	1,17	1,5	1,78	2,1	2,45	2,8	3,1	3,4	3,8	4,1	4,5
3,15 - 700	3,57	10	9,1	5	O _{eff} (l/min)	5,07	5,02	5,01	4,97	4,94	4,92	4,89	4,87	4,84	4,82	4,79	4,77	4,74
					P _a (kW)	0,65	1,15	1,64	2,1	2,51	3,0	3,44	3,85	4,28	4,7	5,23	5,8	6,28
4,00 - 700	4,32	10	11,0	5	O _{eff} (l/min)	6,13	6,07	6,03	6,0	5,97	5,95	5,91	5,88	5,85	5,82	5,79	5,76	5,73
					P _a (kW)	0,77	1,4	1,96	2,5	3,01	3,6	4,07	4,6	5,12	5,6	6,26	6,9	7,52
5,00 - 700	5,02	10	8,4	10	O _{eff} (l/min)	7,1	7,07	7,03	6,99	6,96	6,93	6,89	6,86	6,81	6,79	6,73	6,7	6,65
					P _a (kW)	0,93	1,64	2,31	2,9	3,58	4,2	4,81	5,4	6,05	6,7	7,39	8,1	8,88
6,30 - 700	7,14	10	9,1	10	O _{eff} (l/min)	10,16	10,05	10,0	9,95	9,89	9,85	9,8	9,76	9,7	9,66	9,58	9,55	9,47
					P _a (kW)	1,29	2,3	3,28	4,1	5,03	5,8	6,77	7,7	8,66	9,4	10,46	11,6	12,57
8,00 - 700	8,63	10	11,0	10	O _{eff} (l/min)	12,2	12,1	12,05	12,0	11,95	11,9	11,84	11,8	11,74	11,7	11,63	11,57	11,47
					P _a (kW)	1,6	2,75	3,92	4,9	5,94	7,0	8,04	9,1	10,16	11,3	12,44	13,7	14,86
3,15 - 500	3,39	15	8,4	3	O _{eff} (l/min)	4,8	4,77	4,73	4,7	4,68	4,67	4,64	4,62	4,59	4,57			
					P _a (kW)	0,64	1,2	1,64	2,1	2,55	3,0	3,42	3,8	4,3	4,7			
5,00 - 500	4,82	15	9,1	3	O _{eff} (l/min)	6,85	6,79	6,75	6,72	6,68	6,65	6,61	6,58	6,53	6,5			
					P _a (kW)	0,88	1,6	2,24	2,85	3,49	4,1	4,75	5,4	6,04	6,7			
6,30 - 500	6,83	15	11,0	3	O _{eff} (l/min)	8,26	8,18	8,13	8,09	8,04	8,01	7,97	7,93	7,88	7,85			
					P _a (kW)	1,03	1,83	2,61	3,3	4,11	4,9	5,62	6,3	7,14	7,9			
8,00 - 500	8,03	15	9,1	5	O _{eff} (l/min)	11,4	11,32	11,25	11,2	11,14	11,08	11,02	10,97	10,9	10,85			
					P _a (kW)	1,4	2,5	3,62	4,6	5,69	6,7	7,74	8,8	9,84	10,9			
10,00 - 500	9,71	15	11,0	5	O _{eff} (l/min)	13,7	13,63	13,56	13,5	13,42	13,36	13,28	13,2	13,09	13,0			
					P _a (kW)	1,7	2,97	4,27	5,5	6,72	7,9	9,15	10,3	11,64	12,9			
16,00 - 500	16,07	15	9,1	10	O _{eff} (l/min)	22,8	22,64	22,5	22,4	22,27	22,16	22,02	21,9	21,78	21,7			
					P _a (kW)	2,7	4,9	7,07	9,1	11,12	13,1	15,06	17,0	19,06	21,2			
20,00 - 500	19,43	15	11,0	10	O _{eff} (l/min)	27,4	27,3	27,1	27,0	26,84	26,7	26,54	26,4	26,2	26,0			
					P _a (kW)	3,2	5,7	8,26	10,8	13,08	15,6	18,02	20,5	22,92	25,3			

2.4.) Clasificación y aplicación.

A continuación se dan algunas guías que nos indicarán el tipo de construcción óptimo dependiendo de las características físicas y químicas del líquido a manejar, así como de las condiciones de nuestro sistema y del servicio que esperamos que la bomba nos dé.

RANGOS DE OPERACION DE BOMBAS COMUNES DE PROCESO



Ventajas y desventajas de los diferentes tipos de bombas.

A. Centrifugas:

A.1. Ventajas:

- Flujo continuo, no pulsante.
- Operación silenciosa.

- Bajo costo, reducido espacio requerido.
- Facilidad para el control de flujo.
- Construcción simple, prácticamente una sola parte móvil. Ventaja para mantenimiento.
- Claros entre el impulsor y carcasa no muy cercanos por lo que pueden trabajar manejando líquidos conteniendo sólidos suciedad, etc.
- Pueden construirse en una muy alta gama de materiales (líquidos corrosivos).
- Pueden acoplarse directamente a los motores de alta velocidad.
- Bajo mantenimiento y con buena intercambiabilidad de partes.

A.2 Desventajas.

- Limitaciones en la viscosidad del líquido manejado (máx. aprox. 2000cp.).
- Limitaciones en la presión (ver bombas horiz. centrífugas para extra alta presión de la parte relativa a la clasificación de bombas).
- No disponibilidad de bombas en el mercado cuando se requiere manejar bajos gastos dando altas cargas, excepto las centrífugas especiales de alta velocidad que pueden dar aprox. 1770 metros (5800 pies) manejando gastos menores a 23m³/hr (100 GPM) y girando hasta 23400 RMP pero debido a que son realmente escasos los proveedores de estas bombas muy especiales, frecuentemente es difícil obtener la más adecuada para nuestros fines.
- Requieren de cebado, excepto, naturalmente, en el caso de las bombas autocebantes en que el cebado deberá hacerse

únicamente en el caso de que por alguna circunstancia la carcasa hubiera quedado vacía.

- No pueden manejar líquidos con más de 5% en volumen aproximadamente de gases.

B. Bombas de turbina regenerativa

B.1 Ventajas:

- Altas presiones a gastos reducidos y medidos.
- Poco espacio requerido.
- Requieren bajo CNPS.
- Pueden manejar, con las debidas precauciones, mezclas de líquidos y vapores, hasta aproximadamente 50% en volumen..

B.2. Desventajas:

- Solamente pueden manejar líquidos limpios (no abrasivos o viscosos).
- Claros entre el impulsor y la carcasa muy cerrados, por lo que los materiales de construcción son limitados y la temperatura del líquido manejado también, complicando el ensamble y el mantenimiento.
- Vida limitada a unos 3 ó 4 años bajo condiciones ideales y con mantenimiento frecuente.
- Requieren de válvula de alivio en la descarga.
- Difícil control del gasto cuando el sistema es típicamente de fricción.

C. Bombas rotatorias (de desplazamiento positivo).

C.1 Ventajas.

- Bajo NSPH.
- Bajo costo.
- Poco espacio requerido.
- Amplio rango de capacidades, presiones y viscosidades.
- A velocidad constante, dan gasto constante independientemente de las resistencias al flujo.
- Autocebantes.
- Pueden manejar líquidos con muy alto contenido de gases.

C.2 Desventajas:

- Claros pequeños entre los interiores y la carcaza, lo que limita los materiales de construcción y el manejo de líquidos con sólidos en suspensión.
- Deben protegerse con dispositivos de alivio de presión a la descarga.
- Debido a los pequeños claros entre sus partes internas, el líquido manejado debe tener buenas propiedades lubricantes y una cierta viscosidad mínima.
- Tienen eficiencias volumétricas bajas.

D. Bombas reciprocantes.

D.1 Ventajas:

- Altas presiones a flujos pequeños y medios.
- El gasto puede ser fácilmente controlado mediante la velocidad o la carrera.
- Pueden manejar líquidos muy viscosos.
- Más adaptables a ser movidas mediante vapor o aire por lo que entonces pueden instalarse en zonas peligrosas.
- Autocebantes.
- Buena duración.
- Pueden manejar líquidos con muy altos contenidos de gases.

D.2 Desventajas:

- Requieren espacios grandes (excepto los dosificadores).
- No son adecuadas para el manejo de sólidos, excepto las de diafragma o pistón - diafragma.
- El flujo es pulsante y pueden requerir amortiguadores.
- Alto nivel de ruidos comparado con las demás.
- Los materiales de construcción son limitados.
- Requieren más mantenimiento que las centrífugas.
- El control de la capacidad es normalmente caro.
- Requiere de dispositivos de alivio de presión a la descarga.

- Caras, en comparación con las centrífugas para condiciones similares.

TABLAS DE SELECCION DE BOMBAS

Una vez que escogimos el tipo de bomba adecuada, será necesario especificar las características necesarias o deseables para determinado servicio.

A continuación se indican, en forma de tabla, las características de construcción necesarias o convenientes para cumplir adecuadamente.

BOMBAS HORIZONTALES DE ACUERDO CON API-610

APLICABLES PARA MANEJAR LIQ. APROX. A 850°F MAXIMO

o = obligatoria	C	P	R	I	C	E	C	EN-	EN-	DES-	LUBR.	PREN-	MOTO
R = recomen- dable	E	A	A	M	E	N	A	FRIA-	FRIA-	MON-	ACEI-	SA	BOM-
D = depende del caso especifico	N	R	D	P	R	F	J	MIEN-	MIEN-	TA-	TE	ESTO-	BA
N = no recomen- dable	T	T	I	U	R	R	A	TO	TO	BLE		PA O	
	E	I	A	L	A	I		ESTO-	PE-	POS-		BRI-	
	R	C	L	S	D	A	B	PERO	DES-	TER		DA	
	L	I	O	O	M	A			TAL	IORM		DE	
	I	O	R		I	L						SELLO	
	N	N			E	N						CON	
	E				T	O						RE-	
												CIP.	
temp. 550°f	o	o	o	o	*o	*R	*O	O	O	O			N
400°f temp. 550°f	o	o	o	o	*o	*R	*R	o	o				N

350°f temp. 400°f	o	R	o	*o	*D		o	o		N
250°f temp. 350°f	R		o	*o	*D		o	o		N
temp. 250°f			o	*N			o	o		N
Dens. Rel 0.7		o								N
Si Pvap 14 psia									o	N
y ade- más empa- ques					o					N

* significa que no esta mencionado específicamente en API-610

SELECCION DEL TIPO DE BOMBA E IMPULSOR
EN BASE AL LIQUIDO MANEJADO.

LIQUIDO	TIPO BASICO DE BOMBA	TIPO DE IMPULSOR RECOMENDADO
Agua y líquido no corrosivos a temperaturas bajas o moderadas	Simple o doble succión	
Agua a temperatura mayor a 250°F	Simple o doble succión. A presiones de descarga grandes se requieren bombas de varias etapas.	Cerrado, excepto para capacidades pequeñas.
Hidrocarburos calientes.	Simple succión, las bombas empleadas son del tipo de refinería, diseñadas para temperaturas altas de servicio.	Cerrado con entrada grande.
Líquidos corrosivos moderadamente ácidos o alcalinos	Simple o doble succión.	
Líquidos corrosivos fuertemente ácidos o alcalinos	Simple o doble succión, la elección de una u otra es desde un punto de vista económico.	Cerrado, excepto para capacidades pequeñas o en los casos de que el líquido forme incrustaciones sobre las superficies de las partes que estén en movimiento.

Líquidos corrosivos calientes.	Simple succión, bombas tipo refinería diseñadas para temperaturas de servicio altas.	
Agua con sólidos en suspensión, abrasivos finos.	Simple succión, con anillos de desgaste adecuados. Cuando las partículas pasan a través de una malla de 1/8 de pulg.	Abierto cuando es recubierto, excepto en tamaños grandes.
	Las bombas recubiertas con hule tienen mayor vida que las metálicas, siempre y cuando la acción química y temperatura elevada no deterioren el recubrimiento.	
Agua con sólidos en suspensión, abrasivos gruesos.	Simple succión. Cuando las partículas son mayores a 1 pulgada de diámetro se usan impulsores grandes operados a baja velocidad.	Cerrado, con las superficies de desgaste localizadas en un plano radial.
Pulpas de sólidos tales como la pulpa de papel.	Simple succión. Sólo se usará doble succión cuando se tengan concentraciones muy diluídas y en estos casos con anillos especiales para desgaste.	Abierto de preferencia. Ver acción relativa al manejo de pulpas para mayores detalles.

2.5 PARTES PRINCIPALES DE LAS BOMBAS.

Los elementos esenciales de una bomba centrífuga son:

1. El elemento rotatorio, que consta del eje y el impulsor.
2. El elemento estacionario, que consta de la carcasa, la caja prensaestopas y los cojinetes.

Otras partes como anillos de desgaste y camisas del eje, en general se agregan para producir mejor funcionamiento, además de máquinas más económicas. ya que se garantizan para los diversos servicios en los cuales se van a emplear las bombas.

En una bomba centrífuga el líquido es forzado a entrar por la presión atmosférica u otra presión a un conjunto de aspas o álabes rotatorias, que constituyen un impulsor que descarga el líquido a una presión superior y una velocidad más alta en su periferia. La mayor parte de la energía de velocidad convertida en energía de presión por medio de una voluta (Fig. 2.5.1) o por un conjunto de aspas difusoras estacionarias (Fig. 2.5.2) que rodean la periferia del impulsor. A las bombas con carcasa de caracol se les llama bombas de voluta, a las que tienen aspas de difusión se les llama bombas de difusor. A estas últimas se les conoció también como bombas - turbina pero este nombre se aplica en la actualidad específicamente a las bombas centrífugas verticales de difusor para pozos profundos, llamándoseles bombas turbina verticales.

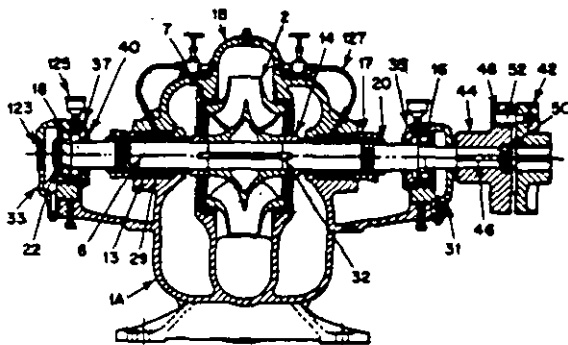


FIG. 2.5.1 BOMBA HORIZONTAL DE VOLUTA DE SUCCION DOBLE Y UNA ETAPA

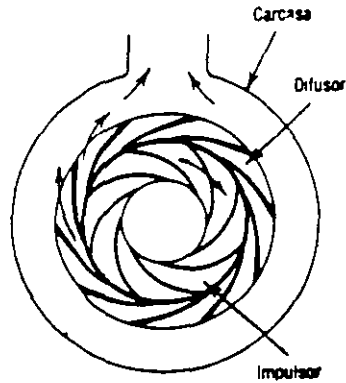


FIG. 2.5.2 BOMBA DEL TIPO DIFUSOR

TABLA 2.5.1 NOMBRES RECOMENDADOS PARA LAS PARTES DE LAS BOMBAS CENTRIFUGAS.

PIEZA No.	NOMBRE DE LA PIEZA
1	Carcasa
1A	Carcasa (mitad inferior)
1B	Carcasa (mitad superior)
2	Impulsor
4	Hélice
6	Eje de la bomba
7	Anillo de la carcasa
8	Anillo del impulsor
9	Tapa de succión
11	Tapa con caja prensa estopas
13	Empaquetadura
14	Manguito
15	Tazón de descarga
16	Cojinete (interior)
17	Collarín
18	Cojinete (exterior)

19	Armazón
20	Tuerca del manguito del eje
22	Contratuerca del cojinete
24	Tuerca del impulsor
25	Anillo de la cabeza de succión
27	Anillo de la tapa con caja prensa estopas
29	Anillo linterna
31	Alojamiento del cojinete (interno)
32	Cuña del impulsor
33	Alojamiento del cojinete (externo)
35	Tapa del cojinete (interno)
36	Cuña de la hélice
37	Tapa del cojinete (externo)
39	Buje del cojinete
40	Deflector
42	Acoplamiento (mitad de la unidad de potencia)
44	Acoplamiento (mitad de la bomba)
46	Cuña de acoplamiento
48	Buje de acoplamiento
50	Contratuerca del acoplamiento
52	Perno del acoplamiento
59	Ventana de inspección
68	Anillo del eje
72	Anillo de empuje
78	Espaciador de cojinete
85	Tubo cubierta del eje
89	Sello
91	Tazón de succión
101	Tubo de columna

103	Cojinete de conexión
123	Tapa del cojinete extremo
125	Grasera o aceitera
127	Tubería de sellado hidráulico.

2.6) CURVAS DE COMPORTAMIENTO.

Se pueden construir bombas centrífugas para los caudales de agua más diversos así como para pequeñas o grandes alturas de elevación, de modo que tienen un campo de aplicación extremadamente grande, siendo aventajadas únicamente por las bombas de émbolo en cuanto a su rendimiento más favorable, cuando se trata de elevar pequeños caudales a grandes alturas.

El funcionamiento general de una bomba centrífuga que ha sido diseñada para un caudal Q , una altura de elevación H y un número de revoluciones n por minuto, funcionando bajo estas características es indudable que daría su mejor rendimiento, pues así se ha previsto al proyectarla, pero todas las bombas pueden aplicarse a otras condiciones de funcionamiento distintas a las previstas. Variando por ejemplo el número de revoluciones n , aumenta la altura de elevación H con el cuadrado del valor del mismo, por lo que si designamos al número de revoluciones nuevo como n_1 existirá la siguiente proporción:

$$H_1/H = n_1^2/n^2$$

Y por consiguiente la nueva altura de elevación será:

$$H_1 = H(n_1^2/n^2)$$

El caudal aumentará proporcionalmente al número de revoluciones, pues permanecerá constante la sección de paso:

$$Q_1/Q = n_1/n \quad \text{o bien} \quad Q_1 = Q(n_1/n)$$

La potencia necesaria P aumentara naturalmente con Q_1 y H_1
Por lo tanto, partiendo de la hipótesis de que el rendimiento se mantiene cte:

$$P_1/P = Q_1 H_1 / (Q H)$$

o bien:

$$PI/P = n^3/n^3$$

Es decir, que la potencia necesaria para accionar la bomba variará con la tercera potencia del número de revoluciones.

Como la experiencia demuestra que el rendimiento no es constante, pues solamente para determinadas velocidades y presiones, las pérdidas por rozamiento y fugas llegan a un mínimo en las bombas. Por lo tanto, el rendimiento se reduce ya sea aumentando o disminuyendo el número de revoluciones, ya que nos apartamos de las condiciones óptimas y designando el nuevo rendimiento como η_1 tenemos:

$$PI = (\eta/\eta_1)P (n^3/n^3)$$

Las igualdades anteriores corresponden naturalmente a los procesos teóricos. Para conocer mejor el funcionamiento de bombas ya construidas, deben comprobarse experimentalmente estas variaciones de las características en condiciones normales. En la fig. 2.6.1 se ha representado gráficamente los valores de Q, H, P y η para diversos números de revoluciones n para diversos números de revoluciones n por minuto, correspondientes a una bomba centrífuga. (con diámetro de tubo de aspiración de 200 mm). En dichas curvas se nota una concordancia satisfactoria con las consideraciones teóricas expuestas. Q aumenta hasta el doble al pasar n de 700 a 1400 RPM, mientras que H llega a ser cuatro veces mayor.

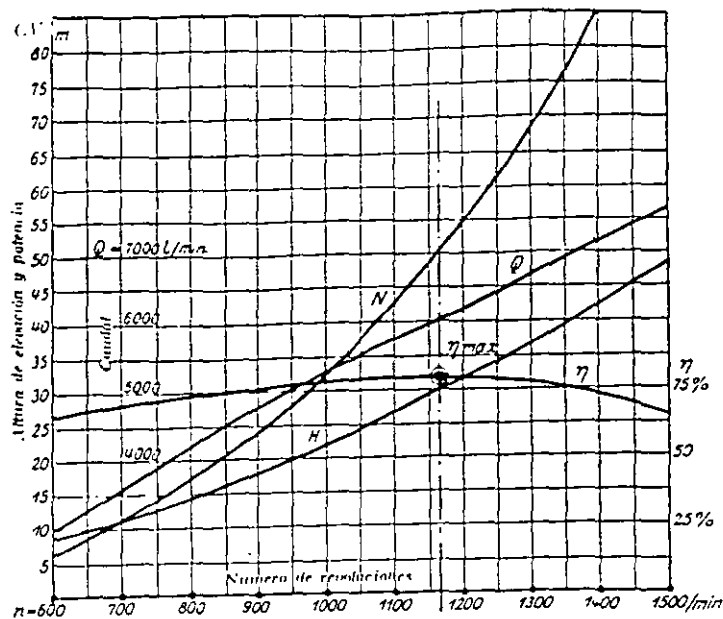


Figura 2.6.1.

El rendimiento más alto $\eta = 0.78$ corresponde a una altura de elevación de aproximadamente $H = 30$ mts, a una velocidad de 1170 rpm y a un caudal de 6000 lt/min.

El rendimiento oscila entre 0.64 y 0.78 por las razones ya expuestas.

Para la aplicación práctica de una bomba centrífuga es conveniente conocer las diversas condiciones de funcionamiento de la misma, variando el número de revoluciones y conservando la misma altura de elevación. Este caso se obtiene en la figura 2.6.2, correspondiente a la misma bomba del ejemplo anterior para la altura constante $H = 30$ mts. El valor de Q ya no es proporcional al número de revoluciones, sino que por ser H constante, aumenta considerablemente, al aumentar n . Así por ejemplo en determinados puntos, aumentando n en un 1%, Q aumenta en un 8%.

Tampoco es constante el rendimiento, en este caso y llega al máximo sólo en determinadas condiciones. Disminuyendo n más allá de cierto límite, la bomba ya no puede elevar agua, el rodete gira en agua muerta, obteniéndose cierta presión a causa de la fuerza centrífuga, pero insuficiente, por lo cual el agua gira con el rodete, sin avanzar y como consecuencia del rozamiento del agua arrastrada por el rodete, con el anillo de agua inmóvil contenido en la directriz, se produce un recalentamiento, situación que se lleva a cabo en forma provisional y comienza de nuevo la elevación de agua al aumentar las revoluciones.

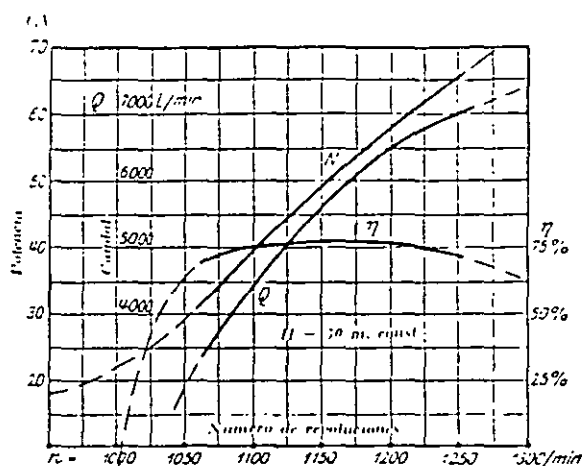


FIGURA 2.6.2

En una bomba disponible pueden determinarse previamente sus posibilidades de aplicación para distintos caudales y alturas de elevación. En la práctica se presenta generalmente el caso de considerar como característica constante el número de revoluciones (n) interesando principalmente la ley de variación del caudal Q en función de la altura de elevación H .

Las curvas que representan la relación entre Q y H siendo n constante se designan como CURVAS CARACTERISTICAS DE LA BOMBA. No es posible trazarlas basándose en el cálculo, pues no pueden

determinarse teóricamente las variaciones de las pérdidas con relación a Q.

La mayoría de las bombas se ensayan en la fábrica antes de su salida de la misma estableciendo prácticamente SUS CURVAS CARACTERISTICAS, que dan para da valor del caudal Q, los valores de H,P y η y muestran el valor de la presión o altura máxima de elevación que alcanzará la bomba estando cerrada la llave de paso o sea para $Q=0$ y ante todo entre que límites puede regularse el caudal por medio de la llave de paso, sin que baje excesivamente el rendimiento.

Para trazar estas curvas, al probar la bomba se realizaran las siguientes mediciones:

1. CAUDAL EN LITROS POR MINUTO (Q): Se determinará por medio de recipientes de medición debidamente cubitados o por medio de vertederos u orificios calibrados.
2. ALTURA DE ELEVACION (H): Fijándose la altura de aspiración por medio de un vacuometro de mercurio y la de impulsión por medio de un manómetro de resorte, situado debajo de la válvula de paso. H es la altura total manométrica de elevación de la bomba.
3. POTENCIA ABSORBIDA (P): Determinada por la medición de la potencia que absorbe el motor eléctrico de accionamiento.
4. NUMERO DE REVOLUCIONES (n): El cual se determina usando un tacómetro.
5. RENDIMIENTO (η): Calculado con la siguiente ecuación:
donde Q está expresado en m³/min.

$$\eta = (\gamma QHt)/(BHP \times 4560)$$

La figura 2.6.3 representa las curvas características obtenidas en mediciones directas de una bomba centrífuga con una velocidad constante de 1200 RPM, y se puede notar que al cerrar

puntos de mayor rendimiento y con el auxilio de estas curvas se puede determinar la zona de aplicación de una bomba cualquiera.

2.7) CALCULO DE EFICIENCIA EN BOMBAS.

La selección de una bomba se lleva a cabo con la utilización de la curva característica que provee el fabricante y se hace determinando el punto de intersección del gasto requerido y las pérdidas de carga calculadas en el sistema, éste punto mencionado cae en una o entre dos curvas de las curvas de capacidad de carga, cada una de las cuales por lo general se identifican con una medida del impulsor y es importante recalcar que una vez establecido el punto carga capacidad, las otras variables quedan determinadas, como lo son el diámetro del impulsor, la potencia del motor y la eficiencia. A partir de esto se determina la capacidad del motor de tal modo que la bomba no lo sobrecargue y no se pasen las condiciones de diseño.

Para determinar la potencia consumida por la bomba se requiere añadir otra curva a la gráfica para cada curva de impulsor y corresponden a la potencia al freno requerida por el eje de la bomba, que es la potencia real consumida por el motor eléctrico y que incluye las pérdidas debidas a fricción, rozamiento, acoplamiento, etc, así como la correspondiente para impulsar el agua. la potencia al freno es: (BHP)

$$\begin{aligned} \text{BHP} &= \text{Potencia hidráulica cedida al agua} + \text{Pérdidas} \\ \text{BHP} &= \text{WHP}_{\text{salida}} + \text{HP}_{\text{perd.}} \end{aligned}$$

La eficiencia de la bomba es:

$$\eta = (\text{WHP}/\text{BHP}) \times 100\%$$

$$\text{Siendo: WHP} = (\gamma Q H_t) / 4560 \text{Kgm/minHP}$$

$$\text{BHP} = (\gamma Q H_t) / 4560 \text{Kgm/minHP}(\eta)$$

$$\text{Donde: } \gamma = \text{Peso específico en Kg/m}^3$$

$$Q = \text{Gasto en m}^3/\text{min}$$

$$H_t = \text{Carga total en metros.}$$

$$4560 \text{ Kgm/min} = 1 \text{ HP}$$

$$\text{BHP} = \sqrt{3} \text{ VIFP}$$

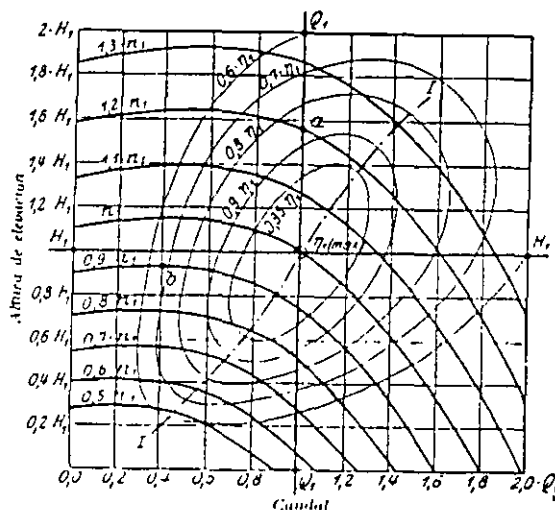
CAPITULO 3 :
PARAMETROS ADIMENSIONALES
LEYES DE SEMEJANZA

3.1. PRINCIPALES CURVAS DE LAS BOMBAS CENTRIFUGAS.

Las curvas características de las Bombas Centrífugas modernas tienen mucha semejanza, por lo cual, actualmente puede fijarse el funcionamiento de determinadas bombas, disponiendo de las curvas características de otras semejantes, que posean álabes de la misma forma, por lo que no será necesario un nuevo cálculo.

Trazando esas curvas características que se desarrollan en forma semejantes para diversos números de revoluciones se obtendrá un diagrama como el de la figura 3.1.1, en donde se han trazado diversas curvas representativas de H en función de Q para distintos valores de n(RPM), así como también los rendimientos (η) que se representan en las curvas cerradas. La bomba alcanzará el rendimiento más favorable (η_1) para el caudal Q_1 , la altura normal de elevación H_1 y el número de revoluciones n_1 .

Cuando se utiliza para una velocidad de por ejemplo: $1.2n_1$,



se obtendrá la nueva curva H y podrá elevarse el mismo caudal Q_1 a una altura $H = 1.6H_1$, disminuyendo el rendimiento hasta $0.85 \eta_1$; si el número de revoluciones disminuye hasta $0.9n_1$ se obtendrá $0.4Q_1$ para una altura de $0.9H_1$; la línea 1-1 representa el lugar geométrico de los

3.2) INTERPRETACION DE LAS CURVAS DE ISOEFICIENCIA.

El rendimiento de una bomba centrífuga generalmente se describe como resultado de sus características tales como el régimen o capacidad (Q), el incremento de la energía contenida en el fluido bombeado o carga (H), en la potencia consumida (BHP), en la eficiencia, que es la razón entre el trabajo desarrollado y la potencia de entrada y su velocidad de rotación (RPM).

Las interrelaciones entre todas estas variables se muestran claramente en forma gráfica:

La curva H-Q muestra la relación entre la capacidad y la carga y se utiliza frecuentemente para la clasificación de bombas.

La curva de potencia (BHP) muestra la relación entre la toma de fuerza y la capacidad de la bomba.

La curva de eficiencia muestra la relación entre la eficiencia y la capacidad.

Las características más notables en la interpretación de estas curvas tenemos:

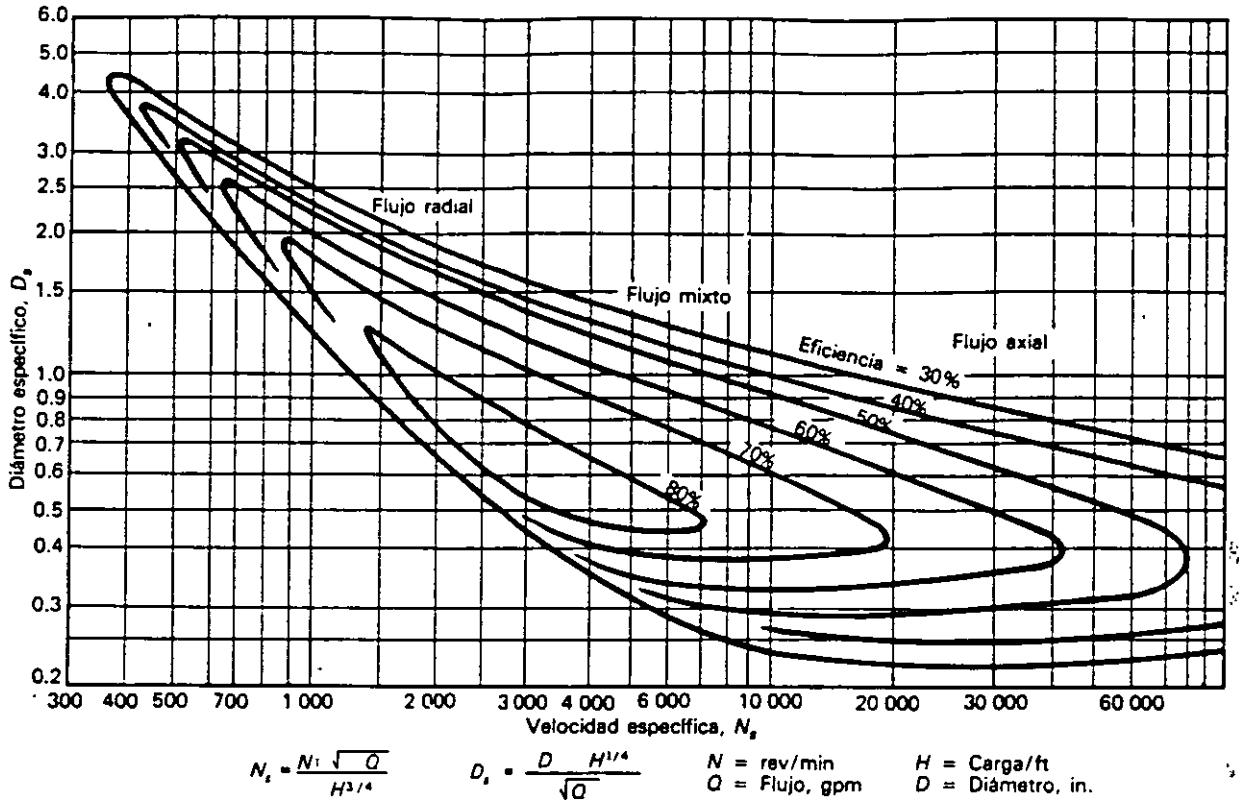
A) Variando n y simultáneamente H aumenta o disminuye el caudal Q aproximadamente en función directa del aumento o disminución del número de revoluciones.

B) Variando n y siendo H sensiblemente constante, las variaciones de Q son sensiblemente notables correspondiendo un 1% de aumento de n a un 3 - 10% de aumento en el caudal Q .

C Siendo n (RPM) constante existe una relación determinada por las curvas características entre H y Q

Es importante mencionar que en la mayoría de los casos las RPM y la carga H son sensiblemente constantes concretándose en la mayoría de los casos prácticos a una regulación por estrangulamiento para regular el caudal con lo cual se produce un calentamiento exagerado de la bomba al girar el rodete con agua muerta.

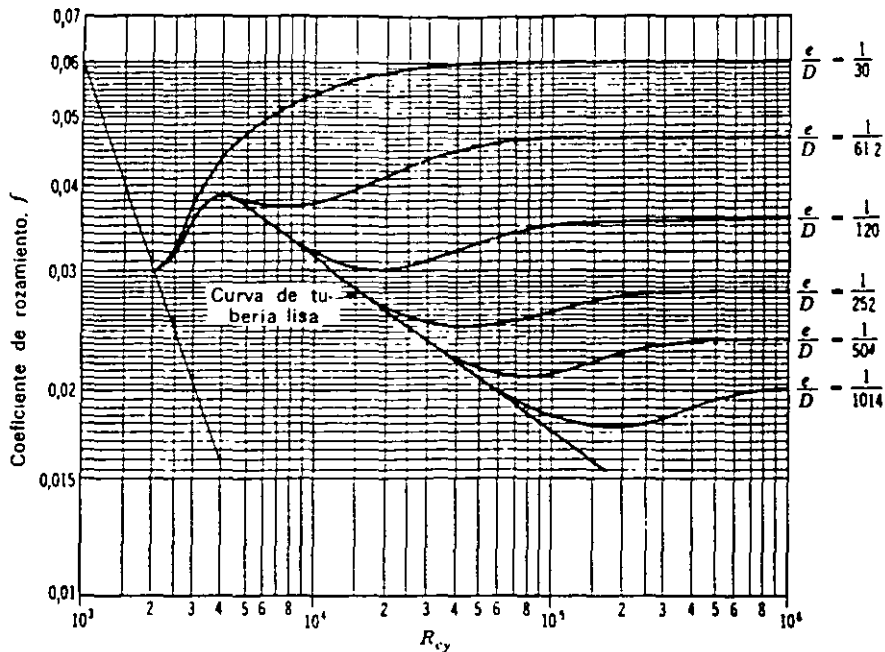
FIG. 3.2.1. GRAFICA DE VELOCIDAD ESPECIFICA PARA LA SELECCION DE BOMBAS CENTRIFUGAS



3.3.- PERDIDAS EN LAS BOMBAS CENTRIFUGAS

- **Pérdidas Hidráulicas de Superficie:** Disminuyen la Energía específica útil de la Bomba que comunica al fluido por la acción de la fricción del fluido con las paredes de la bomba o de las partículas del fluido entre sí.
- **Pérdidas Hidráulicas de forma:** Se producen por el **desprendimiento** de la capa límite en los cambios de dirección y en toda forma difícil al flujo, en particular a la entrada del rodete si la tangente del alabe no coincide con la dirección de la velocidad relativa a la entrada o a la salida del rodete si la tangente del álabe de la corona directriz no coincide exactamente con la velocidad absoluta a la salida.
- **Pérdidas volumétricas exteriores:** Son las que se forman cuando se constituyen salpicaduras de fluido al exterior, que se escapa por el juego entre la carcasa y el eje de la bomba que la atraviesa. Para reducirlas se utiliza la caja de empaquetadura o prensaestopas que se llena de amianto grafitado. Existen también soluciones a base de anillos de cierre, resortes, etc., que reducen al mínimo este tipo de fugas.
- **Pérdidas volumétricas interiores:** Son las que se producen debido a que a la salida del rodete hay más presión que a la entrada provocando que parte del líquido en vez de seguir a la caja espiral retroceda por el conducto que forma el juego del rodete con la carcasa a la entrada del rodete, para volver a ser impulsado por la bomba. Este tipo de pérdidas son mayores a las exteriores y se eliminan con la construcción de cierres laberínticos, que a pesar de aumentar las pérdidas hidráulicas disminuyen las pérdidas volumétricas interiores.
- **Pérdidas mecánicas por el rozamiento del prensaestopas con el eje de la máquina.**
- **Pérdidas mecánicas por el rozamiento del eje con los cojinetes.**

3.4) TIPOS DE PERDIDAS EN SISTEMAS DE TUBERIAS



El flujo turbulento puede considerarse como la superposición de un flujo variable desordenado y al azar con un flujo bien ordenado. Para demostrar esto se han desarrollado una serie de experimentos con ayuda del análisis dimensional que tienen un gran valor en las aplicaciones de Ingeniería dimensional que tienen un gran valor en las aplicaciones de Ingeniería de tuberías, ya que nos permite analizar las pérdidas de carga y la distribución de velocidades en el tubo exactamente igual que en el flujo laminar.

Para cambios de presión a lo largo de una tubería con flujo turbulento intervienen las siguientes magnitudes:

D: Diámetro de la tubería.

L: Longitud de la tubería en que ha de calcularse la diferencia de presión.

μ : Coeficiente de viscosidad.

V: Velocidad media.

ρ : La densidad.

e: Variación media del radio de la tubería

(valor promedio de la rugosidad de la tubería).

De las consideraciones dimensionales resulta:

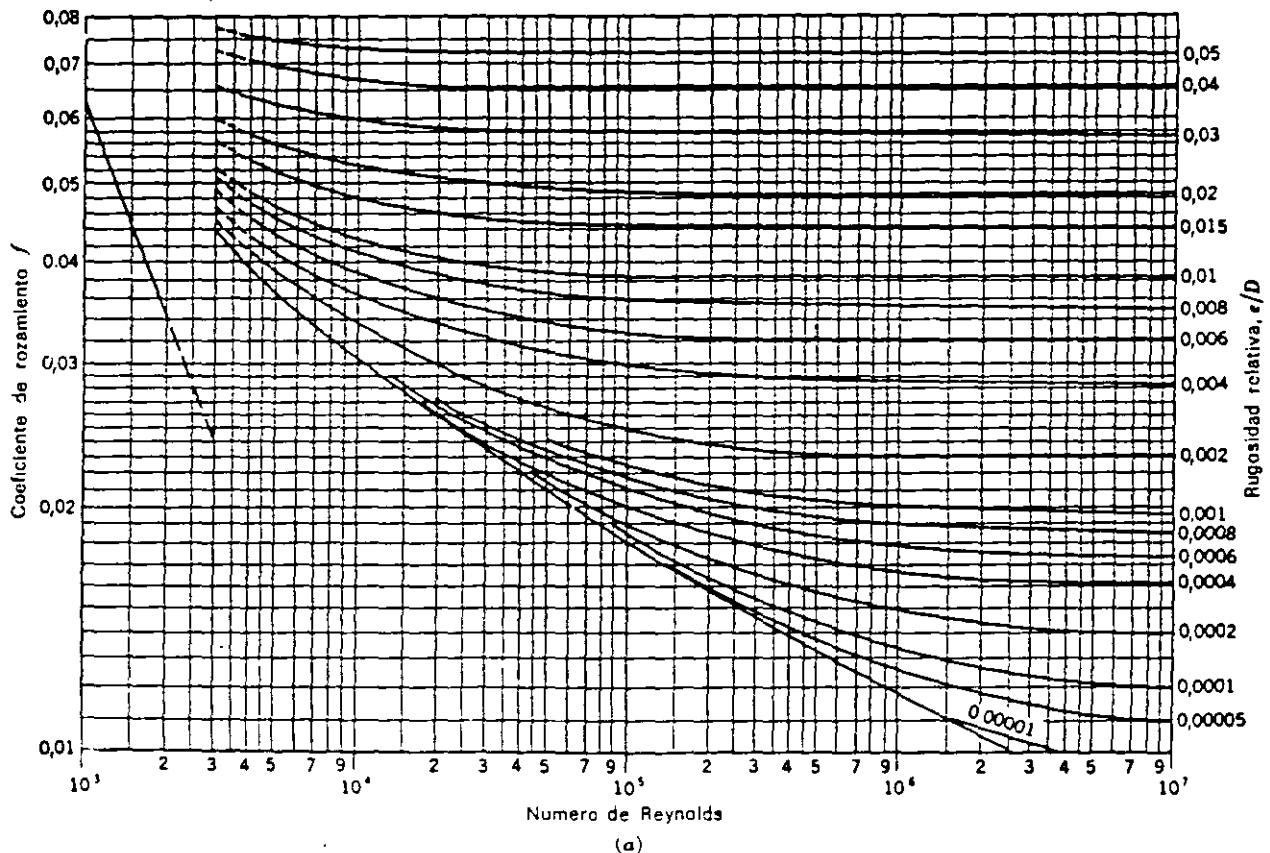
$$HL = (V^2/2)(L/D) f$$

En donde el término "f" se determina experimentalmente de modo que satisfaga la ecuación de Bernoulli modificada:

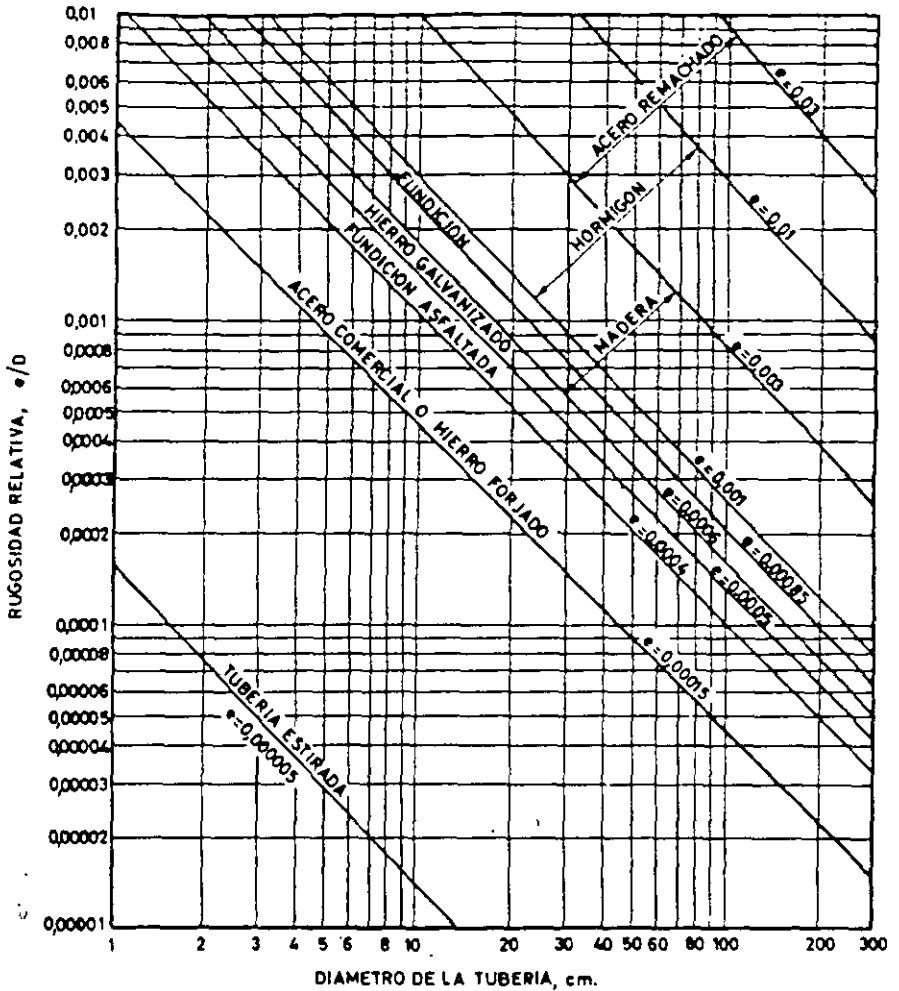
$$f = 64 / (\rho v \times D/\mu) \qquad f = 64/Re$$

La teoría indica que la expresión de "f" en función del número de Reynolds tiene una forma de hipérbola equilátera.

Los valores de f y e/D pueden obtenerse directamente de las siguientes gráficas:



Flujo viscoso incompresible



Cuando existen en las tuberías muchas curvas, válvulas, etc, se deben tomar en cuenta las pérdidas de carga a través de estos elementos. Casi siempre, deben calcularse estas pérdidas acudiendo a resultados experimentales.

Para ello se utiliza la siguiente ecuación:

$$h = K (V^2/2)$$

En dónde el coeficiente K se encuentra en numerosos manuales para los accesorios comerciales. (En donde se encuentran también los largos equivalentes de cada accesorio.

3.5 ESPECIFICACIONES IMPORTANTES EN LA ELECCION Y COMPRA DE BOMBAS

La selección del diámetro óptimo de las instalaciones de bombeo incurre directamente en los consumos de Energía que tendrá el sistema a lo largo de toda su vida útil.

Muchas veces se presenta en la práctica el problema de fijar la pérdida de carga H_1 por consideraciones económicas ya que al aumentar el diámetro de la tubería, la pérdida de carga disminuye, pero la inversión inicial aumenta, pero al mismo tiempo existe una disminución de las pérdidas de Energía y por lo tanto, una disminución en los gastos de funcionamiento del sistema de bombeo.

El diámetro más económico será aquel que reduzca a un mínimo la suma del costo de la tubería y el valor de la energía perdida por rozamiento. Para una misma presión, el espesor de la pared de la tubería aumenta con el diámetro, si el esfuerzo de trabajo de la tubería debe permanecer constante. Por lo cual, el peso es proporcional al cuadrado del diámetro y la inversión también.

La figura 3.5.1 muestra el procedimiento gráfico para hallar el diámetro más económico. La curva a representa el costo anual de la potencia perdida y la curva b el costo anual de la tubería. La curva c representa la suma de las dos curvas de donde se calcula el diámetro óptimo de la tubería.

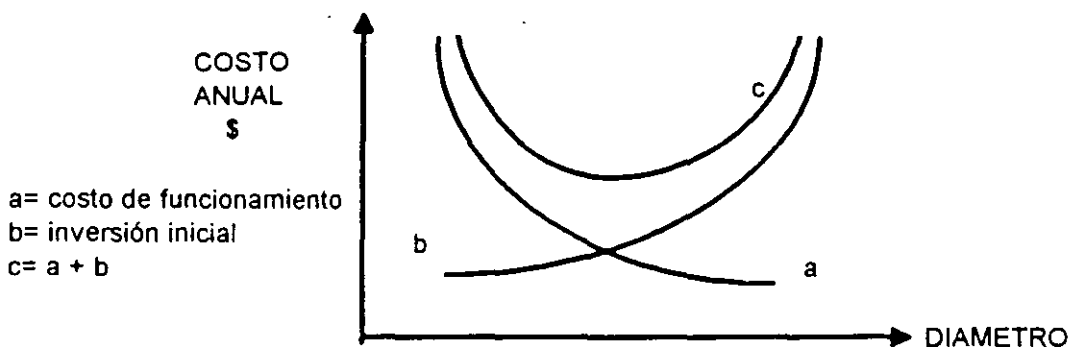


FIG. 3.5.1

Para la selección de una bomba se tiene que especificar al proveedor el caudal y la altura manométrica por lo que se debe hacer un estudio detallado de la instalación, aplicar la ecuación 3.5.1, previa fijación del caudal que se ha de garantizar.

Ec. 3.5.1

$$H_m = (P_2 - P_1)/\gamma + Z_2 - Z_1 + H_{ra} + H_{rt} + (Vd^2/2g)$$

En muchas instalaciones de bombeo realizadas se ha comprobado que el rendimiento de la instalación es sólo la mitad del que se hubiera obtenido si la bomba se hubiera elegido adecuadamente y la instalación se hubiera realizado mejor.

Otro aspecto importante que hay que considerar es el de la cavitación que es un fenómeno que se produce siempre que la presión en algún punto o zona de la corriente desciende por debajo de un cierto valor mínimo admisible y que por sus efectos destructivos en los equipos de bombeo mal proyectados o mal instalados, se le debe prestar especial importancia, ya que es una de las principales causas por las cuales la mayoría de los fabricantes de bombas reciben reclamaciones y devoluciones por rodetes averiados por esta causa.

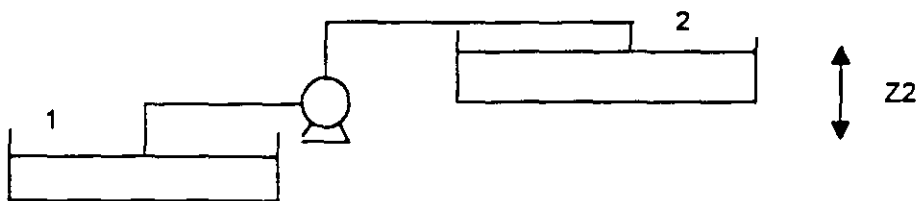
Por ejemplo en un sistema de bombeo tenemos:

$$P_1/\gamma + V_1^2/2g - H_{r\ 1-2} = P_2/\gamma + V_2^2/2g + Z_2$$

Siendo: P_1, P_2 = Presiones absolutas en el punto 1 y 2.

$H_{r\ 1-2}$ = Pérdidas de energía entre los puntos 1 y 2

Z_2 = Altura del punto 2



Por lo tanto:

$$P_2/\gamma = P_1/\gamma - (V_2^2 - V_1^2)/2g - Z_2 - H_r \quad 1-2$$

Esta ecuación indica que la presión P_2 es menor que P_1 , ya que sus últimos tres términos son negativos y no puede disminuir indefinidamente, y no puede ser menor que cero, ya que no hay presiones absolutas negativas y su límite inferior es: P_2 mayor o igual que P_s ; siendo P_s la presión de saturación del vapor a la temperatura a que se encuentra el fluido y corresponde al punto en que comienza la ebullición del líquido y también el fenómeno de la cavitación, que origina que el fluido bombeado sea una emulsión de líquido y vapor, reduciéndose el caudal en peso y por consiguiente el peso de la máquina.

La TEMPERATURA del fluido bombeado además de presentar una gran importancia para eliminar el fenómeno de la cavitación, muchas veces exige el uso de materiales especiales, estoperos enfriados con agua o características mecánicas especiales para el caso de fluidos calientes y la utilización de materiales con estructura cristalina más refinada para evitar fracturas en el caso de temperaturas bajas.

Las propiedades físicas de los fluidos por impulsar, tales como la viscosidad y el peso específico pueden modificar considerablemente la capacidad del sistema de bombeo, así como el consumo de energía.

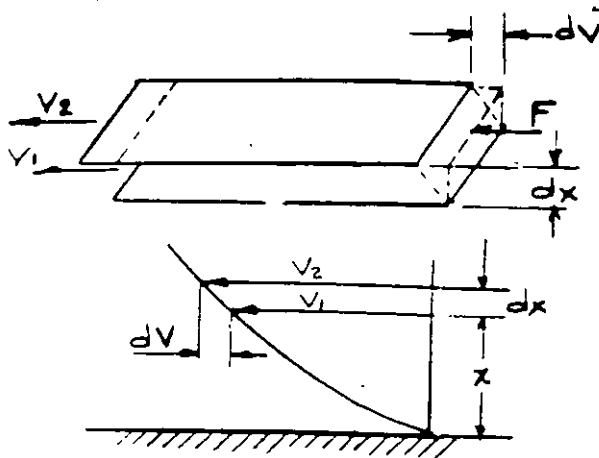
3.6) CORRECCION DE LAS CURVAS POR DIFERENTE LIQUIDO VISCOSO

VISCOSIDAD

Se define la viscosidad de un líquido como la resistencia a fluir, y es causada por la resistencia al core que se produce al tratar de deslizar una capa de líquido de otra contigua.

V_1, V_2 = Velocidades de las capas contiguas

dx = separación entre las capas contiguas.



F = Fuerza cortante

G = Esfuerzo cortante = F/A

Experimentalmente se puede encontrar que el gradiente de velocidad dv/dx es directamente proporcional al esfuerzo cortante, es decir.

$$G = n (dv/ds), \text{ por lo tanto } = G/(dv/dx) = (F/A)/(dv/dx).$$

donde "n" es una constante para cada líquido llamada viscosidad absoluta (o dinámica).

Newton supuso que todos los materiales tienen, a una temperatura dada, una viscosidad que es independiente del gradiente de velocidad dv/dx , en otras palabras, que se requerirá una fuerza doble para mover un líquido al doble de velocidad. Los líquidos que cumplen

con esta condición se llaman Newtonianos, sin embargo, existen otros líquidos que no cumplen con ella y sea que su viscosidad aumente o disminuya al aumentar la relación dv/dx o bien que varíe con la cantidad de agitación previa en el líquido a estos líquidos se les llama Nonewtonianos.

Existen básicamente 2 formas para medir la viscosidad, la absoluta o dinámica que en el sistema métrico se mide en Poises (1 poise = 1 centímetro cuadrado) y la viscosidad cinemática que en el sistema métrico se mide en Stokes (1 stoke = 1 centímetro cuadrado por segundo). Aunque comúnmente se usan la centésima parte de estas unidades.

Se tiene que: viscosidad cinemática (en centistokes) =
viscosidad absol (en centipoises)/densidad.

En el sistema métrico la densidad coincide numéricamente con bastante exactitud con el peso específico relativo (o gravedad específica) por lo que se tiene.

viscosidad cinemática (en centistokes) =
viscosidad absol. (en centipoises)/gravedad específica

Antes de analizar la forma en que la viscosidad del líquido afecta al comportamiento de las bombas, es conveniente indicar que, generalmente, para los líquidos no newtonianos no existen gráficas de corrección generales y que cada tipo de industria en particular tiene sus propias gráficas obtenidas por experimentación. Un ejemplo lo tenemos en la industria papelera que tiene sus propias gráficas de corrección para líquidos conteniendo pulpas. Si comparamos estas gráficas con las correspondientes a líquidos newtonianos, veremos que hay una gran diferencia tanto en valores como en las formas de las curvas aunque en este caso influye la compresibilidad de las partículas (fibras) que normalmente tienen aire en suspensión y en rigor, no se puede decir que el fenómeno se deba solamente a la resistencia a fluir.

COMPORTAMIENTO DE LAS BOMBAS CUANDO MANEJAN LIQUIDOS VISCOSOS

Bombas Centrífugas:

Cuando una bomba centrífuga maneja un fluido viscoso incrementa su potencia al freno, reduce su capacidad y su columna líquida con respecto a los valores que presentaría si manejara agua, por lo que es necesario hacer ciertas correcciones. Estas correcciones se pueden despreciar cuando el fluido que se maneja tiene una viscosidad de orden de magnitud igual a la del agua pero se hacen significativas a viscosidades mayores o iguales a 10 cp.

Las figs.3.6.1 Y 3.6.2 dan un medio para diferenciar el comportamiento de una bomba centrífuga convencional cuando ésta maneja líquidos viscosos y se conoce su comportamiento cuando maneja agua. Los valores que se presentan en estas figuras son valores promedios de pruebas realizadas en bombas de una sola etapa de 2" y 8" de tamaño manejando aceites de petróleo. Es por esto, que las curvas no son exactas para cualquier bomba en particular.

Cuando se usen las gráficas de las figuras se deberán tomar en cuenta las siguientes precauciones.

- Se deberá usar sólo dentro de las escalas mostradas: No extrapolar.
- Usese sólo para bombas de diseño hidráulico convencional en el rango de operación normal y con impulsores abiertos o cerrados.
- No se deberá usar para bombas de flujo mixto o flujo axial o para bombas de diseño hidráulico especial para líquidos no uniformes o viscosos.
- Usese sólo en el caso de que se disponga de un NPSH adecuado.

- Sólo se podrá usar para líquidos Newtonianos ya que si se aplica a geles, lodos y otros líquidos no uniformes se puede obtener resultados que varíen ampliamente dependiendo de las características particulares de los líquidos.

Las ecuaciones que se aplican para determinar el comportamiento viscoso cuando se conoce el comportamiento de la bomba con agua son los siguientes:

Para el Gasto:	$QV = (Cq) (Qw)$
Para la Carga:	$Hv = (Ch) (Hw)$
Para la Eficiencia:	$Ev = (Ce) (Ew)$
Para la Potencia:	$BHPv = ((Qv)(Hv)(s)(g))/3960(Ev)$

En donde:

Qv = capacidad de bombeo de líquido viscoso
 Qw = capacidad de bombeo de agua.
 Hv = carga cuando se bombea un líquido viscoso
 Hw = carga cuando se bombea agua
 Ev = eficiencia de la bomba cuando maneja agua
 $BHPv$ = Potencia requerida por la bomba cuando maneja líquido viscoso
 Cq = Factor de corrección por capacidad
 Ch = Factor de corrección por carga
 Ce = Factor de corrección por eficiencia

Pasos a seguir para corregir la curva característica de una bomba por efecto de la viscosidad.

Dadas las características completas de comportamiento de una bomba que maneja agua, determinar como se comporta cuando maneja un líquido de viscosidad conocida.

- Localizar en la curva de eficiencia la capacidad de agua a la cual se tiene la máxima eficiencia ($l \times Qw$).

- Con esta capacidad calcular: $0.6 Q_w$, $0.8 Q_w$ y $1.2 Q_w$ y para cada una de ellas leer en la curva característica las cargas y eficiencias correspondientes (tabularlas).
- Calcular los factores de correcciones, y para ello se presentan las figs 3.6.1 y 3.6.2. La figura 3.6.1 es sólo para gastos entre 10 y 100 GPM y la fig.3.6.2 para gastos entre 100 y 10000 GPM. Como puede ver en la fig.3.6.1 se tiene sólo una curva para el factor de corrección por carga y por lo tanto será igual para los cuatro gastos calculados en el punto 2. Para leer los factores de corrección se entra e en la parte inferior de la figura adecuada, con la capacidad $1 \times Q_w$, ascender hasta la carga desarrollada (por etapa), proceder horizontalmente hacia la derecha o izquierda a la viscosidad deseada y ascender hasta las curvas de corrección para finalmente del lado izquierdo leer el valor de los factores.
- Una vez leídos los factores de corrección calcular la capacidad, carga, eficiencia y potencia al freno para el líquido viscoso aplicando las ecuaciones correspondientes.
- Graficar la carga y eficiencia corregida contra el gasto corregido. La carga en el arranque se puede tomar aproximadamente igual que cuando maneja agua, ejemplo:

La fig 3.6..3 presenta, con línea continua, la curva de operación de una bomba que maneja agua. Obtener la curva de operación cuando esta misma bomba maneje un aceite de las siguientes características:

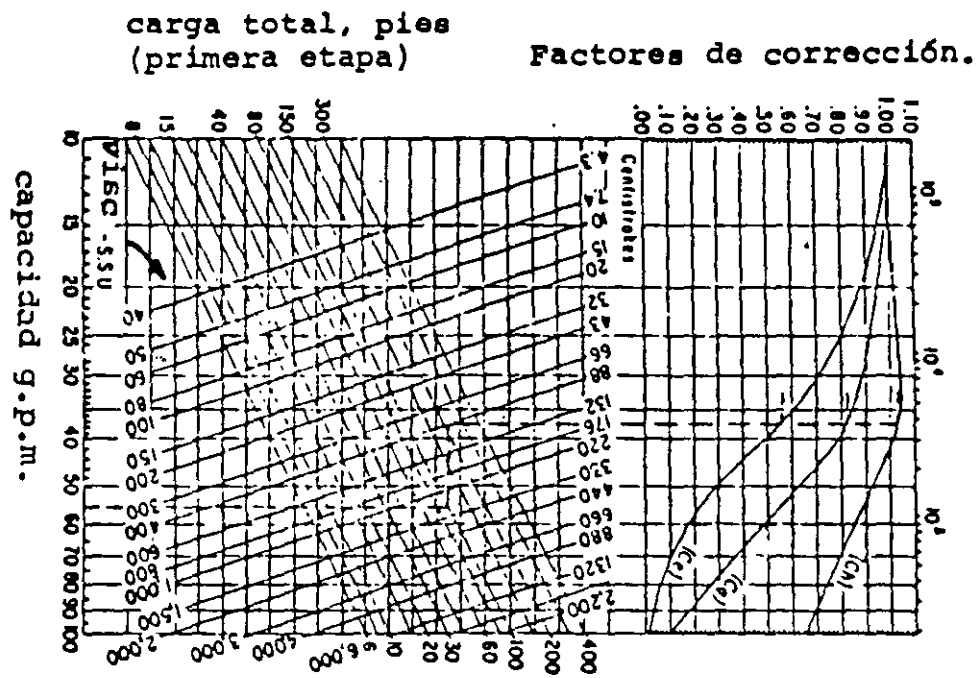


FIG. 3.6.1 CORRECCION DE FUNCIONAMIENTO PARA BOMBAS CENTRIFUGAS PEQUEÑAS QUE MANEJAN LIQUIDOS VISCOSOS

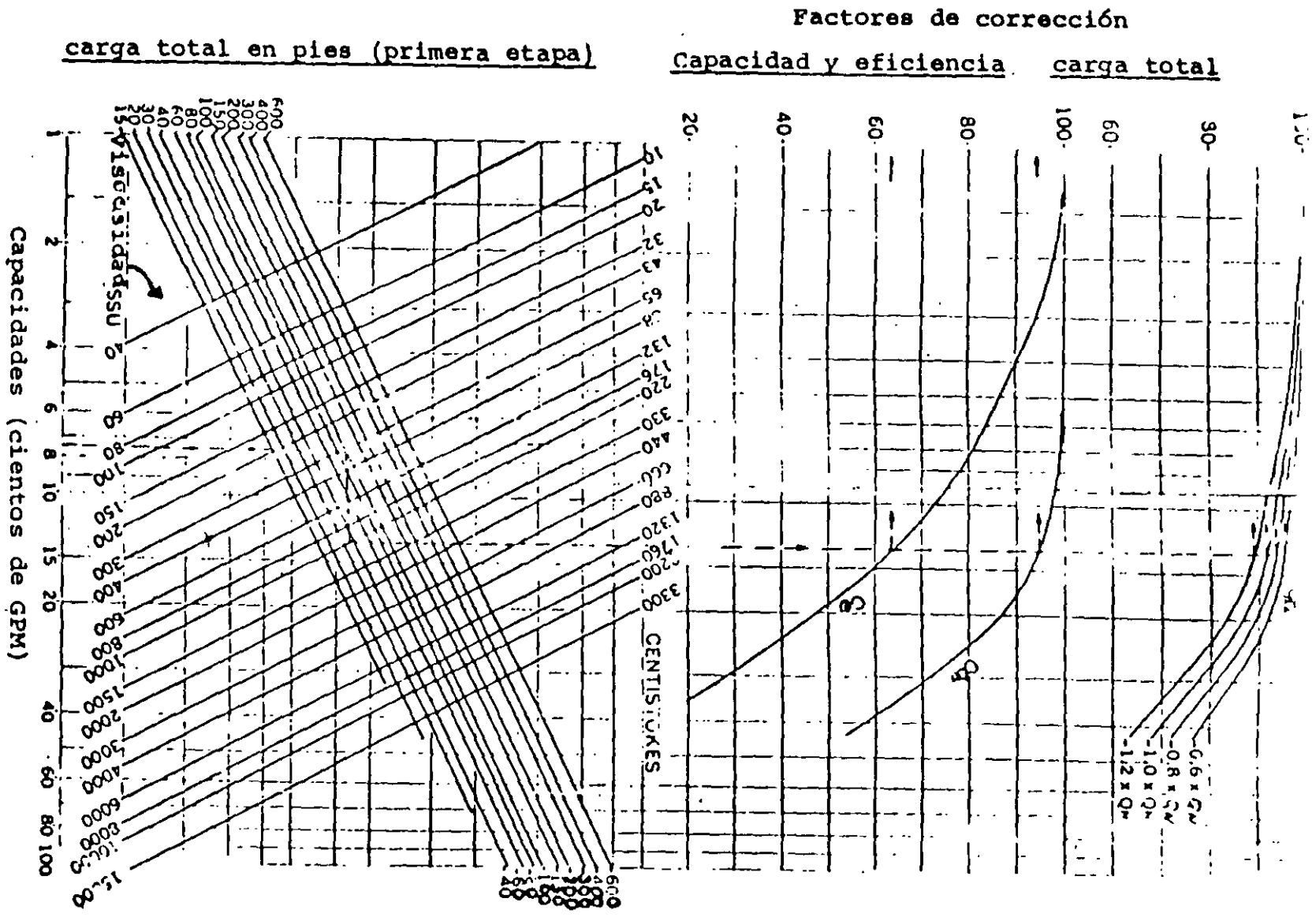


FIG. 3.6.2 CORRECCION DE FUNCIONAMIENTO PARA BOMBAS CENTRIFUGAS QUE MANEJAN LIQUIDOS VISCOSOS

- a) Densidad relativa = 0.9
- b) Viscosidad = 1000 SSU

SOLUCION:

- De la curva de operación se ve que la bomba tiene su máxima eficiencia para un gasto de 750 GPM.
- La tabla que se encuentra al final de este ejemplo reúne los valores de 0.6 Qw, 0.8 Qw, 1.2 Qw y las cargas y eficiencias leídas en la curva de operación para cada una de estas capacidades.
- Debido a que el gasto es de 750 GPM se usará la fig.3.6.2 para calcular los factores de corrección. Con 750 GPM se entra en la parte inferior de la figura, ascender hasta 100 ft, que es la cabeza correspondiente a 750 GPM (1 x Qw), se procede horizontalmente hasta la línea de 1000 SSU y sube hasta cada una de las curvas de corrección dejándose los valores que se indican en la tabla.

CALCULOS DE LA CARGA, CAPACIDAD, EFICIENCIA Y POTENCIA AL FRENO CORREGIDOS

En la tabla se presentan las fórmulas que se deben aplicar y los resultados obtenidos para cada una de las capacidades.

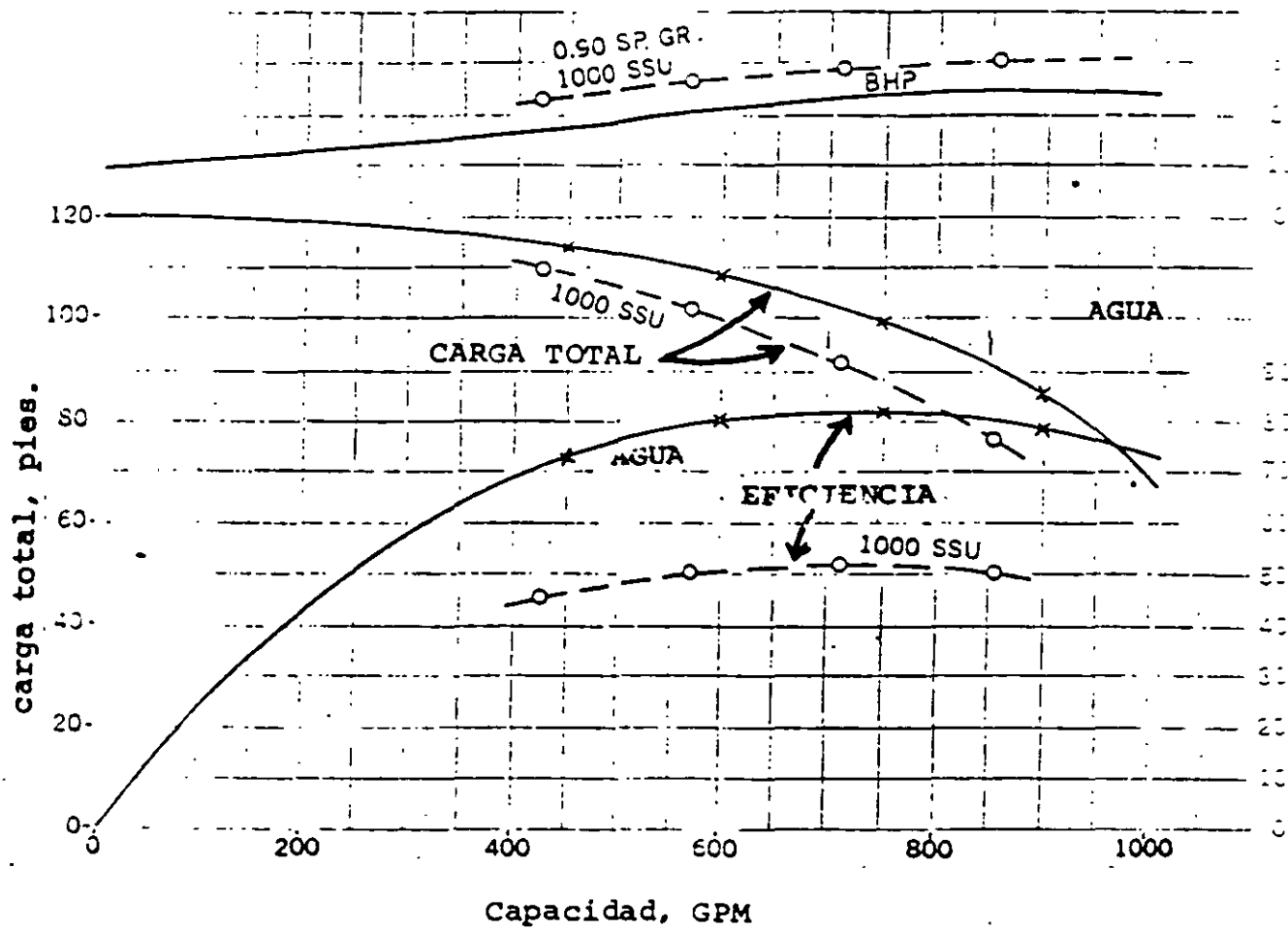


FIG. 3.6.3 OPERACION DE LA BOMBA DEL EJEMPLO Y CURVA CORREGIDA

**TABULACION DE LOS RESULTADOS
OBTENIDOS DEL EJEMPLO**

	0.6 Qw	0.8 Qw	1.0 Qw	1.2 Qw
Capacidad con agua (QW)	450	600	750	900
Carga cuando bombea agua (Hw)	114	108	100	86
Eficiencia al bombear agua (Ew)	72.5	80	82	79.5
Viscosidad del líquido (SSU)	1.000	1.000	1.000	1.000
Factor de correc. por cap., (Cq)	0.95	0.95	0.95	0.95
Factor de correcc. por columna Ch	0.96	0.94	0.92	0.89
Factor de correcc. por efic. (Ce)	0.635	0.635	0.635	0.635
Capacidad corregida (Qv = QwCq)	427	570	712	855
Carga corregida (Hv = Hw Ch)	109.5	101.5	92	76.5
Eficiencia corregida (Ev = EwCe)	46	50.8	52.1	50.5
Densidad relativa del líquido	0.9	0.9	0.9	0.9
Pot. al freno corregida				
(BHPv = QV Hv s.g./3960 Ev)	23.1	25.9	28.6	29.4

La curva de operación de la bomba cuando se maneja un aceite de las características dadas en el enunciado del ejemplo se encuentra en la misma fig.3.6.3 marcada con líneas punteadas.

Bombas Rotatorias.

La viscosidad es un factor muy importante para la elección de bombas rotatorias, debido a que la máxima velocidad disponible se reduce cuando se incrementa la viscosidad.

La relación exacta entre la velocidad y la viscosidad depende del diseño de la bomba y de las condiciones de aplicación, es necesario recurrir a las publicaciones de los fabricantes de bombas para saber el comportamiento de una bomba dada con un fluido de viscosidad determinada.

Como una guía general se puede decir que arriba de 1000 SSU la velocidad máxima se reduce de 25 a 31 % por cada 10 veces que se incremente la viscosidad, y la eficiencia mecánica se reduce en 10 %.

Bombas Reciprocantes:

Para el caso de bombas reciprocantes, la velocidad del pistón se ve significativamente afectada cuando la viscosidad del líquido manejado es superior a 250 SSU por lo que se deberá tomar en cuenta para la selección, debido a que afectará directamente el gasto.

Para obtener el gasto que dará una bomba cuando maneja un líquido con viscosidad conocida bastará con saber la velocidad y el diámetro del pistón.

Método a seguir:

- Primero se deberá calcular el porcentaje de velocidad al cual trabajará la bomba. Para esto, se presenta la figura.3.6.4 con la viscosidad y proceder horizontalmente hasta la curva, descender verticalmente y leer el 1 % de velocidad.

- Calcular la velocidad real del pistón con la siguiente fórmula:

$$S_v = S \times C_s$$

En donde:

S_v = velocidad del pistón cuando maneja líquidos con viscosidad menor a 300 SSU.

C_s = % de disminución de la velocidad.

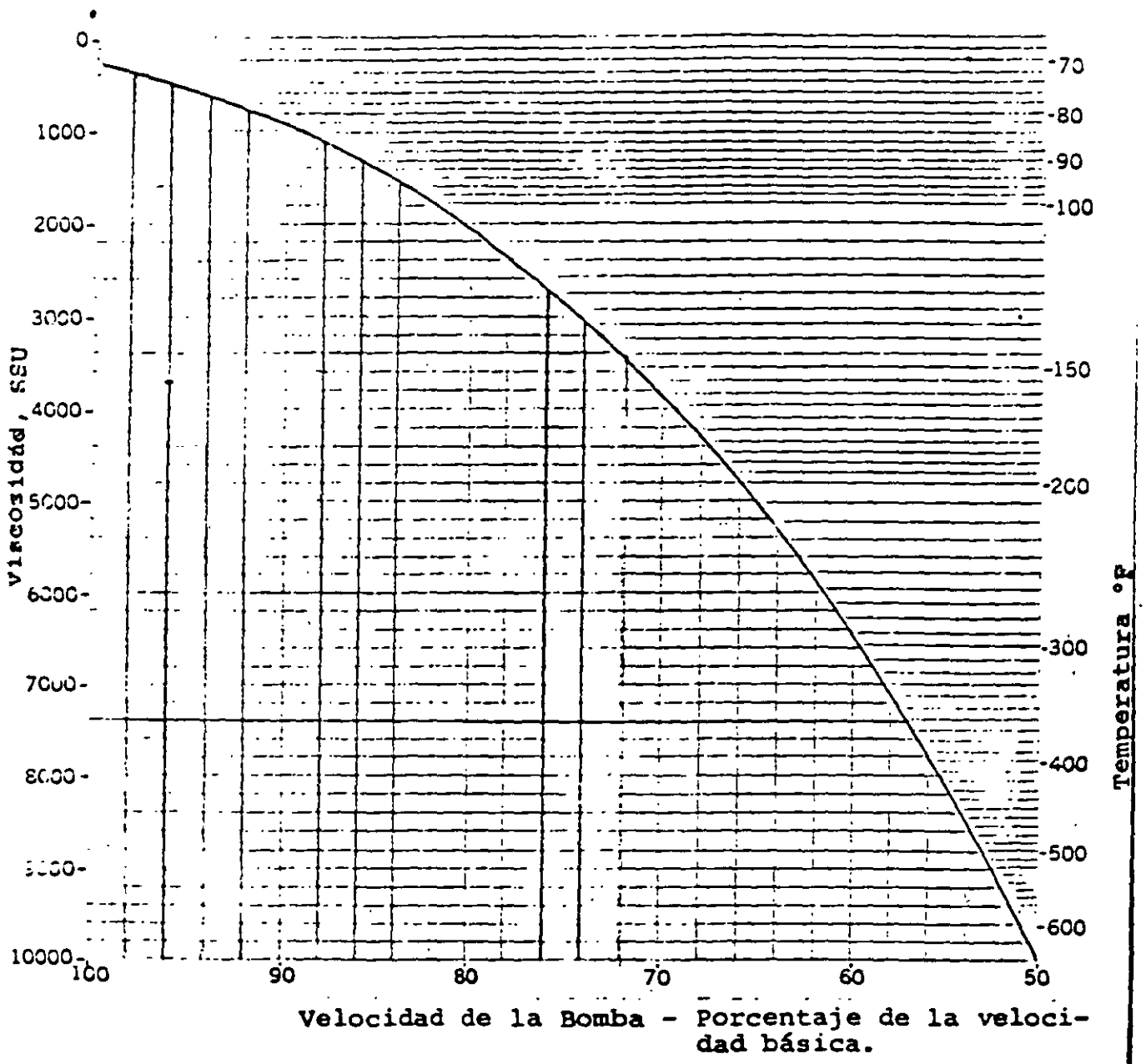
- Cálculo del gasto líquido con viscosidad mayor a 250 SSU. Para calcularlo se aplica cualquiera de las siguientes fórmulas según el caso.

Bombas simples:

$$Q_v = S_v (D/4.95)^2$$

Bombas duplex:

$$Q_v = S_v (D/3.5)^2$$



3.6.4.

en donde:

Q_v = capacidad cuando maneja líquidos con viscosidad mayor a 250 SSU en GPM.

D = diámetro de pistón del líquido en pulgadas.

S_v = Velocidad del pistón cuando maneja líquidos de viscosidad mayor a 250 SSU en pies/min.

Ejemplo:

Una bomba reciprocante de doble acción tiene pistones de diámetro igual a 2-3/4 pulg. y cuando bombea un líquido de viscosidad igual a 200 SSU la velocidad del pistón es de 37 pies/min. Cual será su capacidad cuando maneje un aceite de viscosidad igual a 1000 SSU.

1. De la figura 3.6.4 , a una viscosidad de 1000 SSU se tienen el 89% de la velocidad del pistón cuando maneja líquidos de viscosidad menor a 250 SSU.

2. La velocidad del pistón será:

$$S_v = S \times C_s = 37 \text{pies/min.} \times 0.89 = 32.9$$

3. Cálculo del gasto cuando maneja aceite de 1000 SSU de viscosidad:

Debido a que es una bomba duplex:

$$Q_v = S_v(D/3.5)^2 = 32.9 (2.75/3.5)^2 =$$

$$Q_v = 20.2 \text{ GPM}$$

Nota.- En los casos en que el líquido tenga una viscosidad menor a 250 SSU pero su temperatura sea mayor a 70°F, se deberá hacer la corrección del gasto de la misma manera antes empleada, sólo que en la gráfica se entra con la temperatura.

PRINCIPIOS FUNDAMENTALES DE LA MECANICA DE FLUIDOS

Gasto Másico.

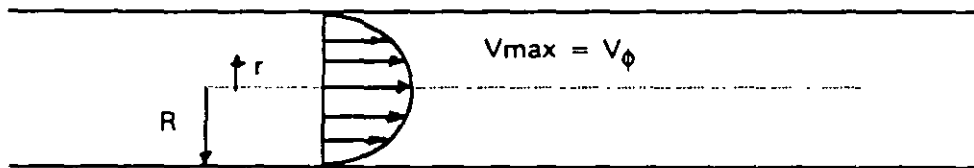
$$\dot{m} = \rho VA$$

Ley de Flujo para laminar en ductos redondos en Estado Estacionario.

$$V = V\phi (1 - (r^2/R^2))$$

$$\text{Si } r = 0 \quad V = V\phi$$

$$\text{Si } r = R \quad V = 0$$



Velocidad Media.

$$\text{Por definición} \quad V_m = Q/A$$

Para flujo laminar en ductos redondos.

$$V_{\text{med}} = V\phi/2$$

Para flujo turbulento en ductos redondos.

$$V_{\text{med}} = 49/60 V\phi$$

Número de Reynolds.

$$Re = (DV_{\text{med}}\rho)/\mu$$

$$\text{Si } Re < 2000 \Rightarrow$$

Flujo laminar

$$\text{Si } Re > 2000 \Rightarrow$$

Flujo turbulento.

Para flujos incompresibles.

$$g(Z_2 - Z_1) + (V_2^2 - V_1^2)/2 + q' \text{fricción} + P_2/\rho - P_1/\rho + W's = 0$$

$$q' \text{fricción} = (q' \text{fricción})_{\text{tubería}} + (q' \text{fricción})_{\text{acces}} + (q' \text{fricción})_{\text{bomba}}$$

$$(q' \text{fricción})_{\text{tubería}} = \text{Trabajo de fricción/masa} = f(LV^2)/(D^2)$$

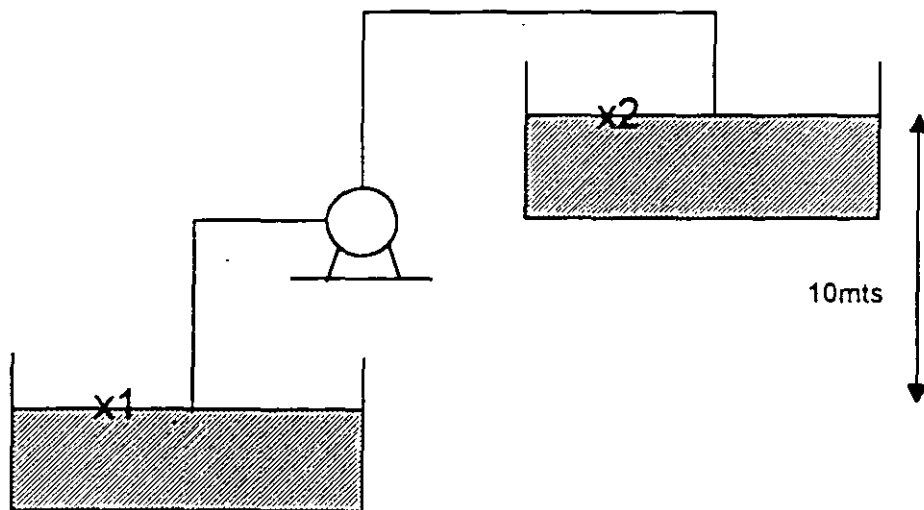
Unidades.

$$(FL)/(FT^2/L) = L^2/T^2$$

$$(q' \text{fricción})_{\text{accesorios}} = f(L_{eq}/D) (V^2/2)$$

$$f(L_{eq}/D) = K$$

Ejemplo de Cálculo de la Potencia Requerida.



- Flujo turbulento
- Z = 10 mts.
- L = 1000 mts.
- Vmed = 2mts/seg.
- Material de tubo = acero comercial
- Diámetro interior del tubo.
- $\phi = 3\text{cms.}$
- Eficiencia (η) = 70%

Ecuación de Bernoulli.

$$P1/\gamma + V1^2/2g + Z1 =$$

$$P2/\gamma + V2^2/2g + Z2 + Hl - HB$$

Debido a que el área de los tanques es muy grande tenemos:

$$V1^2 = 0$$

$$V2^2 = 0$$

$P1 = P2$ porque están expuestos a la atmósfera.

$$HB = f(L/D) (V^2/2g) + Z2 - Z1$$

$$Re = VD/\sigma = (2\text{mts/seg} \times 0.03\text{m}) / (9.75 \times 10^{-6} \text{m}^2/\text{seg}) =$$

$$6.153 \times 10^4$$

$$e/D = 0.0015 = \quad f = 0.025$$

$$Hl = 0.025(1000/0.03) \times 2^2/2 \times 9.81 = 169.89\text{mts.}$$

$$HB = 169.89\text{mts} + 10\text{mts} = 179.89\text{mts.}$$

Potencia Requerida (HP)

$$HP = (\gamma Hb Q) / (\eta \times 75) =$$

$$(1000\text{kg/mw} \times 179.89 \times 2 \times \Pi(0.015)^2) / (0.70 \times 75)$$

$$HP = 4.84$$

Teoría de las turbomáquinas de fluido incompresible

4.1 INTRODUCCION

En el presente capítulo vamos a tratar de la teoría general de las turbomáquinas de fluido incompresible para adentrarnos al final del mismo en las principales leyes de funcionamiento de las mismas.

Comenzaremos diciendo que la teoría parte de las leyes de la mecánica racional. Si en estas relaciones que se van a desarrollar realizamos adaptaciones, también podríamos estudiar turbomáquinas de fluido compresible.

Nos vamos a referir al estudio del régimen permanente, que es aquél en el que la velocidad de la turbomáquina, su presión y su caudal no dependen del tiempo. Este régimen es el único relevante a efectos energéticos.

4.1.1 Definición de turbomáquinas

Turbomáquina es un conjunto mecánico de revolución que intercambia energía con un fluido que circula a través de ella.

Este conjunto mecánico tiene uno o varios rotores que se denominarán más adelante rodets o impulsores indistintamente, con canales de forma determinada. Es en estos impulsores o rodets en los que se realiza la conversión energética fundamental.

4.1.2 Clasificación de las turbomáquinas

Definiremos a estas máquinas por su:

- Función.
- Constitución.

A. CLASIFICACION POR SU FUNCION

- Turbomáquinas receptoras.
Aumentan la energía del fluido que las atraviesa (energías potencial, cinética o ambas), a costa de transformar una energía mecánica que reciben a través de su eje proveniente de un motor.
Son las turbomáquinas, más comúnmente llamadas *bombas*.
- Turbomáquinas motoras.
Reciben y transforman la energía cinética y potencial del fluido que las atraviesa en energía mecánica que arrastra un receptor que, en la mayoría de los casos, es un alternador.
Estamos ante las *turbinas hidráulicas*.
- Turbomáquinas reversibles.
Son tanto receptoras como motoras, pueden realizar la conversión energética en los dos sentidos. Este es el caso de las *turbinas-bombas* de las centrales de acumulación por bombeo.
- Los grupos de transmisión.
Son conjuntos formados por una máquina receptora y otra motora dentro de un mismo conjunto y aseguran la transmisión de energía mecánica entre dos ejes. En este campo entran los acoplamientos hidráulicos de diversos tipos.

B. CLASIFICACIÓN POR SU CONSTITUCIÓN

- Por la naturaleza del fluido que las atraviesa, bien sea:
 - Compresible.
 - Incompresible.

En nuestro estudio nos limitaremos a las segundas, como ya se ha indicado.
- Por el trayecto del fluido con relación al eje, se distinguen los tipos siguientes
 - Máquinas radiales, centrífugas o centripetas, en las cuales el flujo predominante tiene dirección radial.
 - Máquinas axiales, en las que el flujo es prácticamente paralelo al eje de la máquina. Este es el caso de las bombas helicoidales.
 - Máquinas de flujo mixto, que participan de las características de las dos anteriores.
- Por el modo de acción del fluido, se distinguen las máquinas de:
 - Acción.
 - Reacción.
- Por el número de elementos de conversión energética puestos en serie, se distinguen las máquinas:
 - Monocelulares.
 - Pluricelulares.

4.1.3 Elementos principales de las turbomáquinas y su función

En principio, una turbomáquina está compuesta por un órgano móvil de revolución girando en una carcasa que se trata de mantener como estanca. Si el órgano móvil tiene uno o varios rotores, estamos ante una máquina mono o multicelular.

La máquina básica tiene tres órganos esenciales que el fluido atraviesa sucesivamente, que son a saber:

- Distribuidor.
- Rotor, rodete o impulsor.
- Difusor.

El primero y el último son estacionarios siempre.

En los casos de turbomáquinas muy simplificadas puede suceder que no existan distribuidor ni difusor. Vamos a describir estos elementos fundamentales y vamos a ver su función principal.

Nos referiremos a la figura 4.1 que viene a continuación, y que representa una bomba centrífuga monocelular.

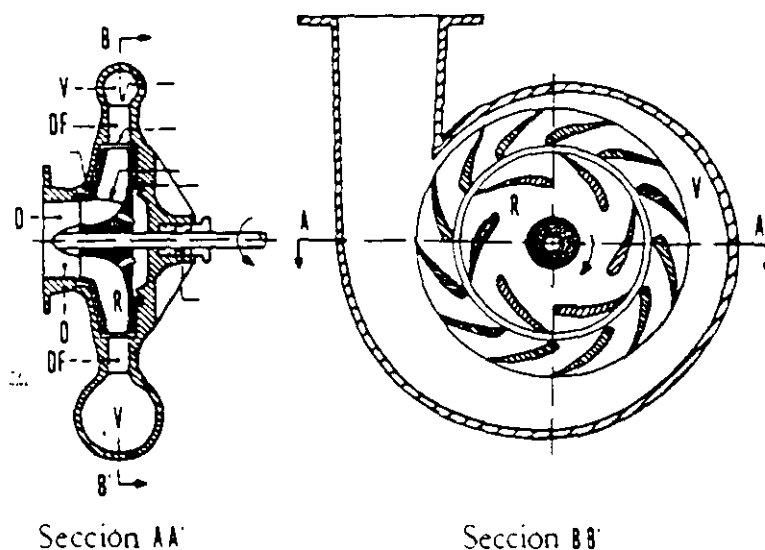


FIGURA 4.1 Bomba centrífuga monocelular.

A. DISTRIBUIDOR (D)

Este elemento estacionario conduce el fluido desde la entrada de la tubería hasta la entrada del rodete, haciendo que la admisión en el mismo tenga la velocidad y dirección más conveniente para evitar los choques de entrada en el impulsor o rodete y minimizar las pérdidas de rendimiento por este concepto.

En las bombas monocelulares es un simple tubo con sección variable, en algunos casos, para asegurar la adaptación de velocidades, ver D en la figura 4.1. En las bombas multicelulares sólo existe distribuidor en la entrada del primer escalón.

B. ROTOR, RODETE O IMPULSOR (R)

De estos tres términos el de rotor es el más genérico, reservando el de rodete para turbinas y el de impulsor para bombas. Es el órgano más importante de la máquina y en él se realiza el intercambio energético con el fluido. Su forma geométrica es compleja y

debe ser estudiada en la fase de diseño de la máquina y condiciona de forma importante todas sus características.

En la clasificación de las turbomáquinas por el trayecto del fluido (ver 4.1.2) hemos visto los tres tipos básicos de rodete que pueden existir.

Si la presión varía en el rotor tenemos una máquina de reacción y si, por contra, no varía, la máquina es de acción o de impulso (literatura anglosajona). Las bombas centrífugas son siempre de reacción.

En las turbomáquinas axiales los rotores pueden ser de paletas o álabes orientables (máquinas de geometría variable). Por contra, en las radiales la constitución es siempre de geometría fija.

C. DIFUSOR (DF)

Este elemento estacionario toma el fluido que sale del rotor, modifica su velocidad y lo lleva al órgano colector de fluido llamado cámara espiral o voluta (V). En esta cámara espiral es donde se realiza la conexión a la tubería de salida o entrada (en bomba o en turbina).

En las bombas monocelulares el difusor está formado por un canal anular que rodea al rotor y cuyas secciones de paso son crecientes hasta que se une a la voluta colectora del fluido.

En algunas máquinas el difusor se confunde con la voluta y es inexistente.

La función del difusor es la de convertir el término de energía cinética a la salida del rodete en energía de presión.

4.2 ESTUDIO TEORICO DE LAS TURBOMAQUINAS

Antes de iniciar el estudio teórico de las mismas debemos de fijar los sistemas de coordenadas.

4.2.1 Sistemas de referencia

En mecánica la velocidad se mide con relación a un sistema de referencia. En el caso de las turbomáquinas empleamos:

- Ejes de referencia fijos en el espacio, para estudiar los fenómenos en los órganos estacionarios con distribuidor y difusor.
- Ejes de referencia móviles fijos al rotor para estudiar los fenómenos en el rotor

En el primer sistema de referencia podemos definir las velocidades absolutas y en el segundo las relativas. El paso de movimiento relativo al absoluto se realiza considerando el movimiento de arrastre del rotor que, en nuestro caso, es un movimiento de rotación.

Vamos a emplear las notaciones siguientes:

Velocidad absoluta	: \vec{C}
Velocidad relativa	: \vec{W}
Velocidad de arrastre	: \vec{U}
Velocidad angular	: $\vec{\Omega}$

4.2.2 Triángulos de velocidad en el rotor

Para establecer las relaciones fundamentales de las turbomáquinas emplearemos los teoremas básicos de la mecánica y de la mecánica de fluidos. Estas máquinas se pueden reducir a conjuntos de canales fijos o giratorios que están atravesados por el fluido. Se considera el flujo en un solo plano y el régimen se toma como permanente.

Estudiaremos a las turbomáquinas desde el punto de vista energético o dinámico.

- Desde el punto de vista energético, el tratamiento de canales fijos o giratorios es diferente. En el caso de canales fijos éste no cede ni toma energía con el entorno. Por ello en estos canales es de plena validez la ecuación de Bernoulli generalizada al caso de pérdidas de carga. Sin embargo, en los canales móviles, hay que generalizar la ecuación de Bernoulli.
- Si tenemos en cuenta consideraciones dinámicas, los canales fijos o móviles se tratan igual. En ambos casos las acciones mutuas canal-fluido son calculables con los teoremas del momento cinético y el de la cantidad de movimiento respectivamente.

Vamos a considerar un punto R en un canal móvil o del rotor de una turbomáquina. (Ver figura 4.2).

Sean en este punto \vec{W} la velocidad relativa, $\vec{\Omega}$ la velocidad angular, \vec{U} la velocidad de arrastre.

Si r designa al radio de situación del punto R , la velocidad de arrastre tiene una magnitud o módulo definido por

$$U = \Omega \cdot r$$

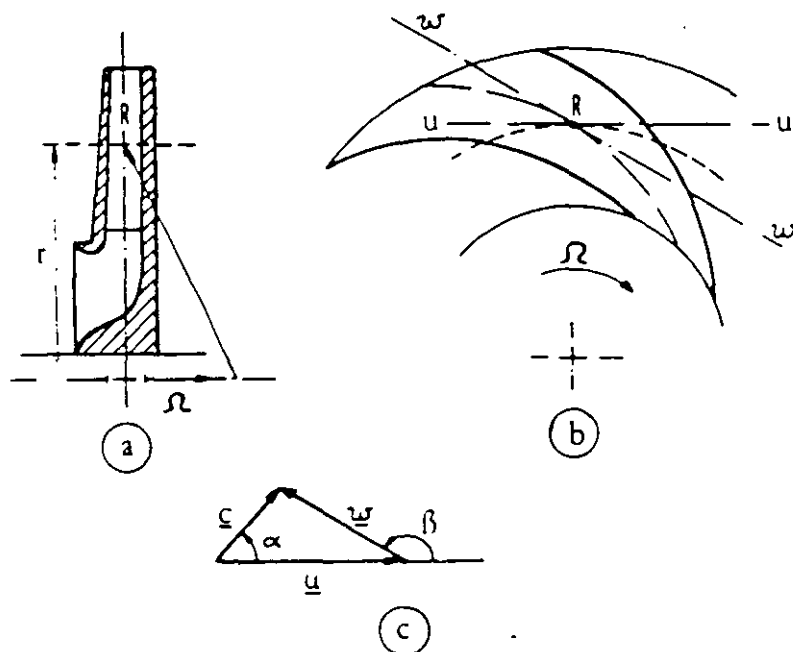


FIGURA 4.2 Triángulo de velocidades de una bomba centrífuga.
 a) Corte axial
 b) Corte transversal
 c) Triángulo de velocidades

Por lo tanto y, con relación a un sistema de ejes de referencia fijos, la velocidad absoluta en R será dada por la relación

$$\vec{C} = \vec{U} + \vec{W}$$

Los tres vectores \vec{C} , \vec{U} , \vec{W} forman el triángulo de velocidades en el punto R . La forma de este triángulo está muy condicionada a la geometría de los canales rotóricos.

Podemos descomponer la ecuación anterior en 2 ecuaciones con sus proyecciones sobre dos ejes que son el eje $u-u$ y otro eje perpendicular a éste.

En la figura 4.3 plasmamos dos triángulos de velocidades para dos casos diferentes.

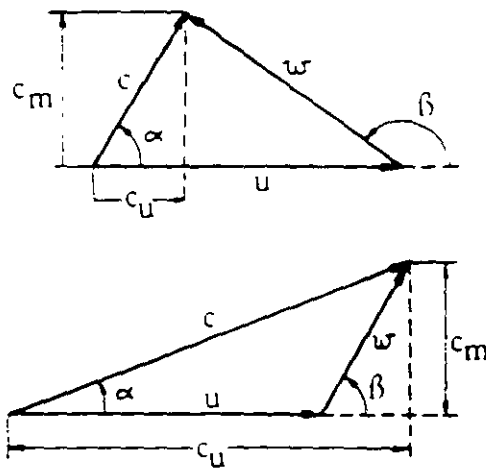


FIGURA 4.3 Triángulo de velocidades para dos casos diferentes.

Estos dos triángulos están caracterizados porque el ángulo β es diferente. Las relaciones pasan a ser:

$$C \cdot \cos \alpha = U + W \cdot \cos \beta = C_u$$

$$C \cdot \sin \alpha = W \cdot \sin \beta = C_m$$

La primera relación define la componente tangencial de la velocidad absoluta C_u . La segunda relación define la componente radial de esta misma velocidad absoluta C_m .

También emplearemos la ecuación general que liga los módulos de \vec{C} , \vec{U} , \vec{W} .

$$W^2 = U^2 + C^2 - 2U \cdot C \cdot \cos \alpha$$

4.2.3 Ecuación de continuidad del flujo másico

La turbomáquina está en régimen permanente, el cual es el único relevante a efectos energéticos. Esta ecuación expresa que el flujo másico que atraviesa la máquina es constante en todo instante temporal. Si este flujo másico es m tendremos que:

$$m = \int_A \rho \cdot C \cdot \sin \alpha \cdot dA = \int_A \rho \cdot W \cdot \sin \beta \cdot dA = \text{cte}$$

En esta ecuación σ es la densidad del fluido que atraviesa la máquina y A es una superficie cualquiera comprendida en la máquina y cuya única condición es que sea normal a la velocidad radial $C \cdot \text{sen} \alpha$ (o $W \cdot \text{sen} \beta$) en todos los puntos.

En los casos de bombas que vamos a estudiar en este manual, el fluido es incompresible $\sigma = \text{cte}$, por lo que la ecuación de continuidad es válida para los flujos volúmenes, más comúnmente denominados caudales. Si, además, la velocidad $C \cdot \text{sen} \alpha$ (o $W \cdot \text{sen} \beta$) es igual en todos los puntos de la superficie A , la ecuación general se reduce a:

$$Q = A \cdot C \cdot \text{sen} \alpha = A \cdot W \cdot \text{sen} \beta = \text{cte}$$

4.2.4 Ecuación de Bernoulli en partes estacionarias

Vamos a aplicar esta ecuación que, en el fondo es un caso particular del 1.º principio de la termodinámica, en un sistema abierto, al caso de la bomba que se ve en la figura 4.4 que sigue

Se considera que el fluido es incompresible y la máquina está en régimen continuo o permanente.

Entre A y S que son los dos puntos que limitan la tubería de impulsión de la bomba se puede escribir:

$$\frac{v_s^2}{2g} + \frac{p_s}{g \cdot \sigma_s} + z_s = \frac{v_i^2}{2g} + \frac{p_i}{g \cdot \sigma_i} + z_i + h_{zs}$$

p_s : Es la presión atmosférica que tomaremos como origen de presiones para simplificar.

v_s : Es la velocidad en el depósito superior que es despreciable.

h_{zs} : Son las pérdidas de carga entre A y S en la tubería de impulsión y demás elementos externos a la bomba.

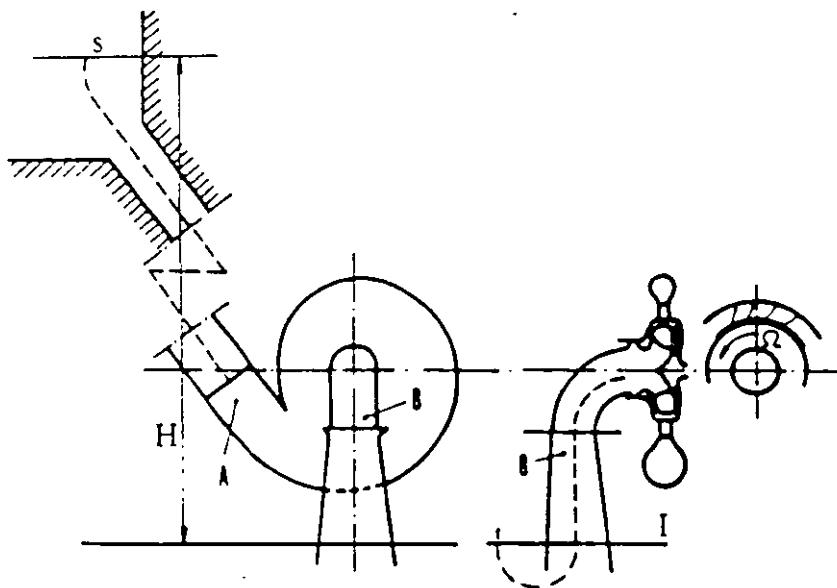


FIGURA 4.4 Bomba funcionando en un sistema hidráulico abierto.

Por lo tanto

$$z_2 + \frac{p_2}{g \cdot \sigma_2} + \frac{v_2^2}{2g} = z_1 + h_{12}$$

Aplicando asimismo el teorema citado entre el depósito inferior *I* y el punto *B* de entrada a la turbina, tendremos

$$\frac{v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{g \cdot \sigma_1} + z_1 = \frac{v_b^2}{2g} + \frac{p_b}{g \cdot \sigma_b} + z_b + h_b$$

p_1 es la presión atmosférica.

v_1 es la velocidad despreciable en el depósito inferior.

$$h_b + z_b + \frac{p_b}{g \cdot \sigma_b} + \frac{v_b^2}{2g} = z_1$$

Si E es la energía total del líquido en un punto cualquiera:

$$E = z + \frac{p}{g\sigma} + \frac{v^2}{2g}$$

Tendremos que la diferencia entre energías saliente y entrante que comunicamos al fluido, será:

$$E_2 - E_1 = (z_2 - z_1) + h_{12} + h_b$$

En la que $z_2 - z_1$ es la altura geométrica de bombeo, a la que añadimos las pérdidas de carga de la instalación para tener la energía que la bomba comunica al fluido.

A. ENERGÍA COMUNICADA AL FLUIDO

La energía comunicada al fluido $E_2 - E_1$, se expresa, según lo que se acaba de ver, de dos modos diferentes. Se le denomina también altura o presión manométrica total generada por la bomba.

- Bien en función de los tres términos de Bernoulli en boca de impulsión y en boca de aspiración de la bomba.
- Bien como diferencia de las cotas del depósito superior y del inferior, a la que se añadirán las pérdidas de carga en las tuberías de impulsión y de aspiración.

Para recordar el símil termodinámico, la bomba se comporta como una bomba de calor que transporta energía calorífica entre un foco frío y otro caliente, mediante la aportación de trabajo mecánico.

B. ECUACIÓN DE BERNOULLI EN EL DIFUSOR

Como ya se vio en 4.1.3.C, la función del difusor es la conversión de la energía cinética de velocidad a la salida del impulsor en energía de presión.

Se va a ver más adelante que, en función de la constitución del rodete o impulsor, la proporción de energía útil comunicada al fluido en forma cinética es diferente. Cuando esta parte es importante, es necesario transformarla en el difusor. Este elemento de la bomba está situado en la periferia del diámetro interno de la voluta y está formado por

una corona de álabes fijos que forman canales de sección creciente, en los cuales, la velocidad del fluido disminuye a la par que la presión crece.

Si despreciamos, en primera aproximación, las pérdidas de carga en tal órgano tendremos que:

$$\frac{v_2^2}{2g} + \frac{p_2}{g \cdot \sigma} + z_2 = \frac{v_3^2}{2g} + \frac{p_3}{g \cdot \sigma} + z_3$$

Siendo las magnitudes de subíndice 2 las que existen a la entrada del difusor y las de subíndice 3 a la salida.

Además $z_2 \approx z_3$ ya que las diferencias de nivel son pequeñas dentro de la bomba. Por lo tanto tendremos que:

$$\frac{p_3 - p_2}{g \cdot \sigma} = \frac{v_2^2 - v_3^2}{2g} \text{ y en consecuencia}$$

$$p_3 = p_2 + \frac{\sigma}{2} (v_2^2 - v_3^2)$$

que da el incremento de presión por la disminución de velocidad en el difusor y explica su papel energético dentro del conjunto de las transformaciones que ocurren en la bomba.

4.2.5 Fórmula fundamental de Euler

La ecuación de Bernoulli la hemos aplicado al exterior de la bomba y también se puede aplicar en aquellas secciones de la misma en las que no haya transición de parte móvil a parte fija y viceversa.

Por lo tanto, en las partes fijas, la energía de posición del líquido se transforma en energía de presión o en energía cinética o recíprocamente. La energía total del fluido, si se desprecian las pérdidas de carga, permanece constante (véase caso del distribuidor en el apartado anterior).

La transformación de estas diversas energías en mecánica en el eje se efectúa en el rodete.

Para comprender esta transformación energética hay que emplear el *teorema de los momentos de las cantidades de movimiento*.

La diferencia entre los momentos de las cantidades de movimiento entre la salida y la entrada del rodete es la que da el par en el eje.

Nos referimos a la figura 4.5 y aplicaremos el teorema del momento de las cantidades de movimiento al impulsor y al fluido que contiene en el instante t . El régimen es permanente.

Durante dt las superficies de revolución S_1 y S_2 se desplazan a S_1' y S_2' .

Si Q es el caudal y σQ el flujo másico por unidad de tiempo o caudal másico, durante dt la masa del fluido que circula es

$$\sigma Q dt$$

La cantidad de movimiento contenida en la porción de fluido entre S_1' y S_2' es invariable, por lo tanto la diferencia del momento de la cantidad de movimiento entre los instantes t y $t + dt$ es igual a:

$$\sigma Q dt (C_2 r_2 \cos \alpha_2 - C_1 r_1 \cos \alpha_1)$$

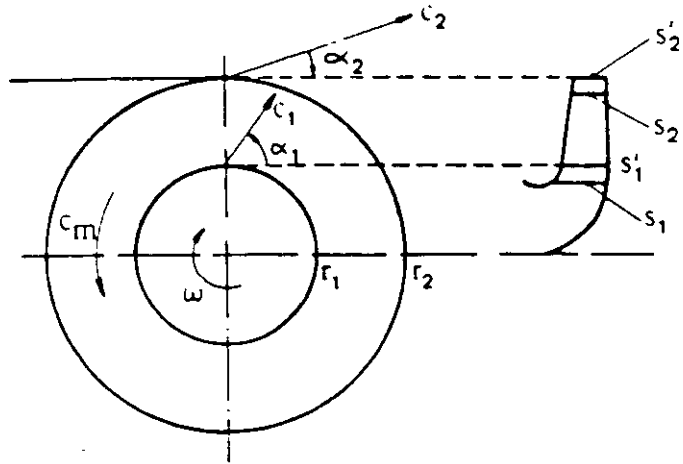


FIGURA 4.5 Disposición básica en un impulsor.

La derivada temporal de esta diferencia es pues:

$$\sigma Q (C_2 r_2 \cos \alpha_2 - C_1 r_1 \cos \alpha_1)$$

Esta cantidad es igual al momento de todas las fuerzas aplicadas a la porción de fluido considerada, que son:

- Momento de las fuerzas de presión sobre S_1 y S_2 , que es cero, por ser radiales y pasar por el eje.
- Momento de las fuerzas de presión sobre las superficies de revolución que limitan la rueda, que es nulo pues, al igual que las anteriores, pasan por el eje.
- El único momento no nulo es el de los álabes sobre el fluido.

$$C_m = \sigma Q (C_2 r_2 \cos \alpha_2 - C_1 r_1 \cos \alpha_1)$$

esta es la expresión del *Teorema de Euler*.

En el caso de que la máquina sea de fluido compresible (ventiladores y turbocompresores), la masa específica es variable, pero el flujo másico σQ es constante.

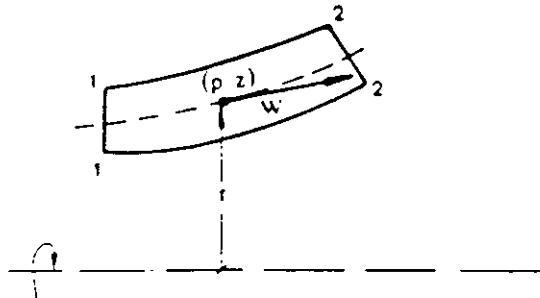


FIGURA 4.6 Flujo en un canal móvil.

Vamos a ver la aplicación de la ecuación de Bernoulli en el caso de que el rodete se mueva a una velocidad uniforme.

En la figura 4.6. esquematizamos el caso general de un canal del rodete girando a una velocidad uniforme respecto del eje de rotación.

Al haber unos intercambios energéticos con el rodete, esquematizado en nuestro caso por el canal móvil entre las secciones 1 y 2, la ecuación de Bernoulli se podrá aplicar como en movimiento absoluto, siempre que añadamos al sistema dos fuerzas, que son:

Reacción de inercia del movimiento de arrastre.

Fuerza de Coriolis.

La reacción de inercia por unidad de peso tiene por expresión:

$$\frac{U^2}{g \cdot r}$$

El trabajo de esta reacción a lo largo de la trayectoria 1-2 será:

$$\int_1^2 \frac{U^2}{g \cdot r} dr = \int_1^2 \frac{U^2}{g \cdot r} \frac{dU}{\Omega} = \int_1^2 \frac{U^2}{g \cdot U} dU = \int_1^2 \frac{U}{g} dU = \left[\frac{U^2}{2g} \right]_1^2 = \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g}$$

La fuerza de Coriolis tiene por expresión el producto vectorial

$$2\vec{\Omega} \times \vec{W}$$

por lo tanto es perpendicular al plano definido por $\vec{\Omega}$ y \vec{W} .

El trabajo de esta fuerza de Coriolis será nulo, pues en todo momento es perpendicular a \vec{W} y, por tanto, a la trayectoria del fluido.

En consecuencia, a la ecuación de Bernoulli para la velocidad relativa W habrá que restar el trabajo desarrollado por la reacción de inercia a lo largo de 1-2, quedando en consecuencia la ecuación:

$$\frac{W_1^2 - U_1^2}{2g} + \frac{p_1}{g \cdot \sigma} + z_1 = \frac{W_2^2 - U_2^2}{2g} + \frac{p_2}{g \cdot \sigma} + z_2 + h_{12}$$

siendo h_{12} las pérdidas de carga entre 1 y 2.

Ahora vamos a ver cómo se puede transformar la ecuación de Bernoulli para el movimiento relativo, en la ecuación que da el trabajo que la bomba ideal comunica al fluido que circula por ella.

Las velocidades a la entrada y salida del rodete adoptando los subíndices 1, 2 cumplen:

$$\begin{aligned} \vec{C}_1 &= \vec{U}_1 + \vec{W}_1 \\ \vec{C}_2 &= \vec{U}_2 + \vec{W}_2 \end{aligned}$$

y, si aplicamos la ecuación de Bernoulli para el movimiento relativo, despreciando las fuerzas posicionales de la gravedad:

$$\frac{W_1^2 - U_1^2}{2g} + \frac{p_1}{g \cdot \sigma} = \frac{W_2^2 - U_2^2}{2g} + \frac{p_2}{g \cdot \sigma} + h_{12}$$

4.3.1 Definiciones

En la conversión energética en una bomba centrífuga aparecen diversas pérdidas. Estas se dividen en 2 tipos:

- Pérdidas internas, en las que la energía de pérdidas se degrada irreversiblemente en calor que se encuentra en el fluido a la salida de la bomba.
- Pérdidas externas, en las que la energía también se degrada irreversiblemente en calor pero ya no va al fluido que atraviesa la bomba.

Vamos a definir también varios tipos de potencia.

- Potencia manométrica en el fluido. Es la potencia útil que la bomba comunica al fluido. Si el caudal másico de la bomba es m y la energía por unidad de masa es E_t , tal como se ha definido en el apartado 4.2.5, la potencia manométrica en el fluido será:

$$P = m E_t$$

- Potencia interna. Es la potencia en el eje de la bomba teniendo en cuenta las pérdidas internas de la misma. Es, por tanto, la suma de la potencia manométrica más las pérdidas internas de la bomba. Es la potencia que el eje comunica al impulsor.

La denominaremos como P' .

- Potencia interna. Es la potencia en el eje de la bomba teniendo en cuenta las pérdidas internas de la misma. Es pues la suma de la potencia manométrica más las pérdidas internas de la bomba. Es la potencia que el eje comunica al impulsor. La designaremos por P_c .

- Rendimiento interno. Está designado por η_i y relaciona la potencia útil o disponible y la potencia interna y es una medida de las pérdidas internas de la bomba.

$$\eta_i = \frac{P}{P'}$$

- Rendimiento externo. Se designa por η_e y relaciona las potencias interna y externa y por lo tanto mide las pérdidas externas de la bomba.

$$\eta_e = \frac{P'}{P_c}$$

- Rendimiento global. Está designado por η y mide el conjunto de pérdidas de la bomba.

$$\eta = \frac{P}{P_c}$$

o también

$$\eta = \eta_i \cdot \eta_e$$

4.3.2 Pérdidas internas

En las bombas hay tres tipos de pérdidas internas que son:

- Pérdidas de carga.
- Pérdidas por fugas.
- Pérdidas por rozamiento interno.

Vamos a definir las:

A) Pérdidas de carga

Resultan de la viscosidad y turbulencia en el fluido. Pueden ser repartidas y también localizadas en la transición entre los diversos elementos. Ejemplo de pérdidas localizadas son las pérdidas por choques en la entrada del difusor.

B) Pérdidas por fugas

En una bomba las pérdidas por fugas internas tienen como causa el juego que necesariamente ha de existir entre partes móviles como el impulsor y partes fijas. Estos juegos están atravesados por un caudal másico de fugas m_f . Si nos referimos a la figura 4.8 tendremos que el caudal másico útil que atraviesa la bomba es m y se cumplirá que:

$$m = m'' - m_f$$

Siendo m'' el caudal másico que atraviesa el rodete.

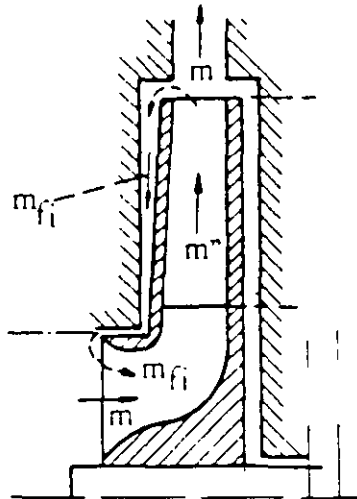


FIGURA 4.8 Fugas internas en una bomba centrífuga.

La mayor presión que existe a la salida del impulsor hace que se fuerce un caudal de fugas m_f . Existen numerosos dispositivos laberínticos para tratar de minimizar estas fugas.

C) Pérdidas por rozamiento interno

En una bomba centrífuga el impulsor tiene superficies inactivas desde el punto de vista de su función de comunicar energía al fluido. Estas superficies están sin embargo bañadas por el fluido más o menos en reposo. Esto da lugar a la aparición de frotamiento viscoso, lo cual da lugar a pérdidas internas por rozamiento en el fluido.

4.3.3 Rendimiento interno

Pueden definirse tres rendimientos internos parciales en una bomba centrífuga y éstos son:

A) Rendimiento hidráulico interno

$$\eta_{hi} = 1 - \frac{h_s}{H}$$

Siendo

h_s : Pérdidas de carga internas en la bomba
 H : Altura energética teórica

B) Rendimiento volumétrico interno

$$\eta_{vi} = \frac{m}{m''} = \frac{m'' - m_1}{m''} = 1 - \frac{m_1}{m''}$$

Siendo m , m'' , m_1 los caudales máxicos definidos en el apartado anterior

C) Rendimiento mecánico interno

$$\eta_{mi} = 1 - \frac{P_r}{P'}$$

Siendo:

P_r : Pérdidas por rozamiento interno
 P' : Potencia interna de la bomba

El rendimiento interno global se expresa como

$$\eta_i = \eta_{hi} \cdot \eta_{vi} \cdot \eta_{mi}$$

4.3.4 Pérdidas externas

En las bombas hay dos tipos de pérdidas externas, que son:

A) Fugas externas que se producen en los lugares en los que el eje atraviesa la carcasa de la máquina. Una parte del caudal que entra en la bomba se deriva antes de entrar en el impulsor y se pierde. Este caudal máxico se designa como m_2 . Por ello el caudal máxico que realmente entra en la bomba es

$$m + m_2$$

B) Pérdidas por rozamiento externo

Éstas consumen una potencia P_e en

- Rozamiento mecánico en las empaquetaduras de estanqueidad que existen en los ejes
- Rozamiento mecánico en los cojinetes de la bomba

4.3.5 Rendimiento externo

Pueden definirse dos rendimientos externos parciales en una bomba centrífuga y estos son

A) Rendimiento volumétrico externo

$$\eta_{ve} = \frac{m}{m + m'}$$

Ver definiciones en el apartado anterior

B) Rendimiento mecánico externo

$$\eta_{me} = \frac{P'}{P' + P_e} = \frac{P' + P}{P'}$$

El rendimiento externo global de la bomba será

$$\eta_e = \eta_{ve} \cdot \eta_{me}$$

4.3.6 Balance energético completo

Como resumen de lo expresado en los apartados anteriores vamos a presentar la figura 4.9, en la cual se ven los flujos de pérdidas y diversos rendimientos de la bomba centrífuga en forma de diagrama de Sankey

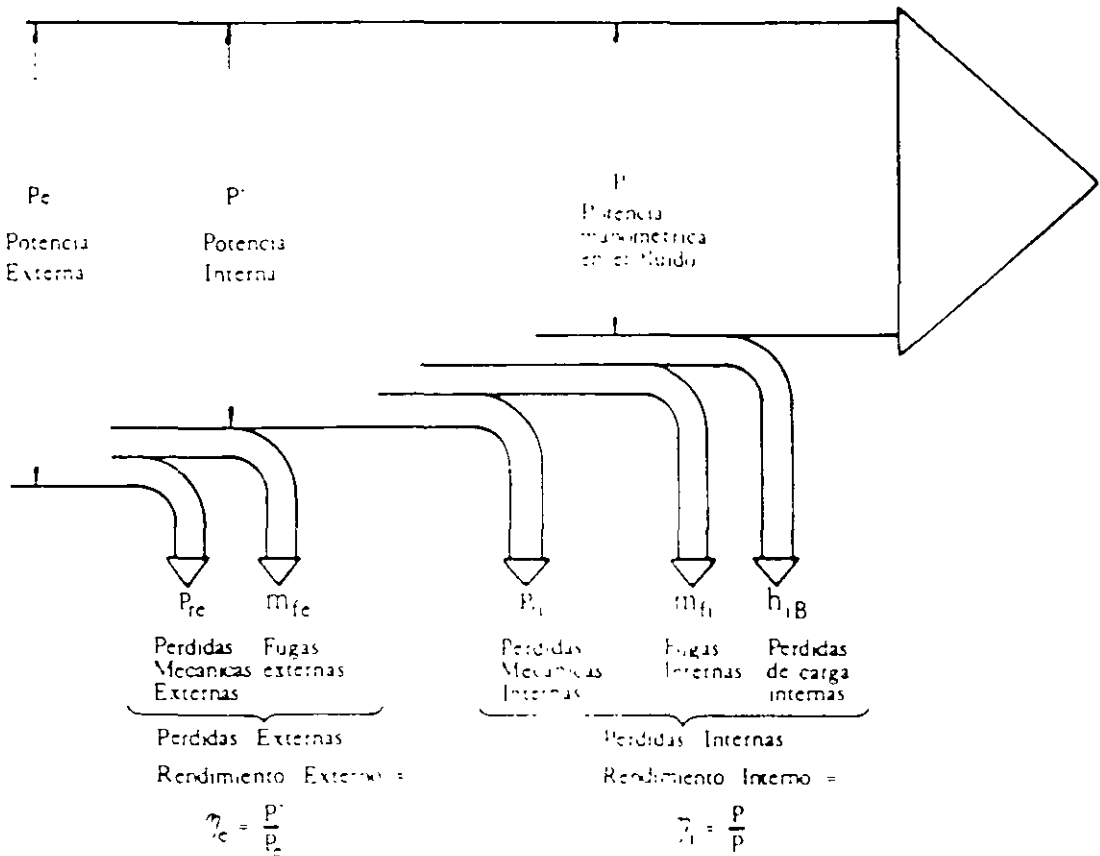


FIGURA 4.9 Diagrama energético global en una bomba centrífuga

4.3.7 Rendimientos de referencia

Los mecanismos de la producción de pérdidas y la definición de los diversos rendimientos internos y externos en una bomba, son necesarios para conocer en profundidad la naturaleza de las transformaciones energéticas que ocurren en la misma

Sin embargo, a la hora de aplicar bombas, lo más probable es que sólo podamos conocer el rendimiento global de la bomba

$$\eta = \eta_i \cdot \eta_e$$

Para obtener datos fiables de este valor, lo más indicado es referirse a los datos que los fabricantes facilitan en sus especificaciones técnicas o catálogos.

Sin embargo y atendiendo a la necesidad que tenemos muchas veces de estimaciones rápidas de rendimientos, facilitamos en la figura 4.10 un gráfico que ayudará a la determinación de los mismos de forma aproximada

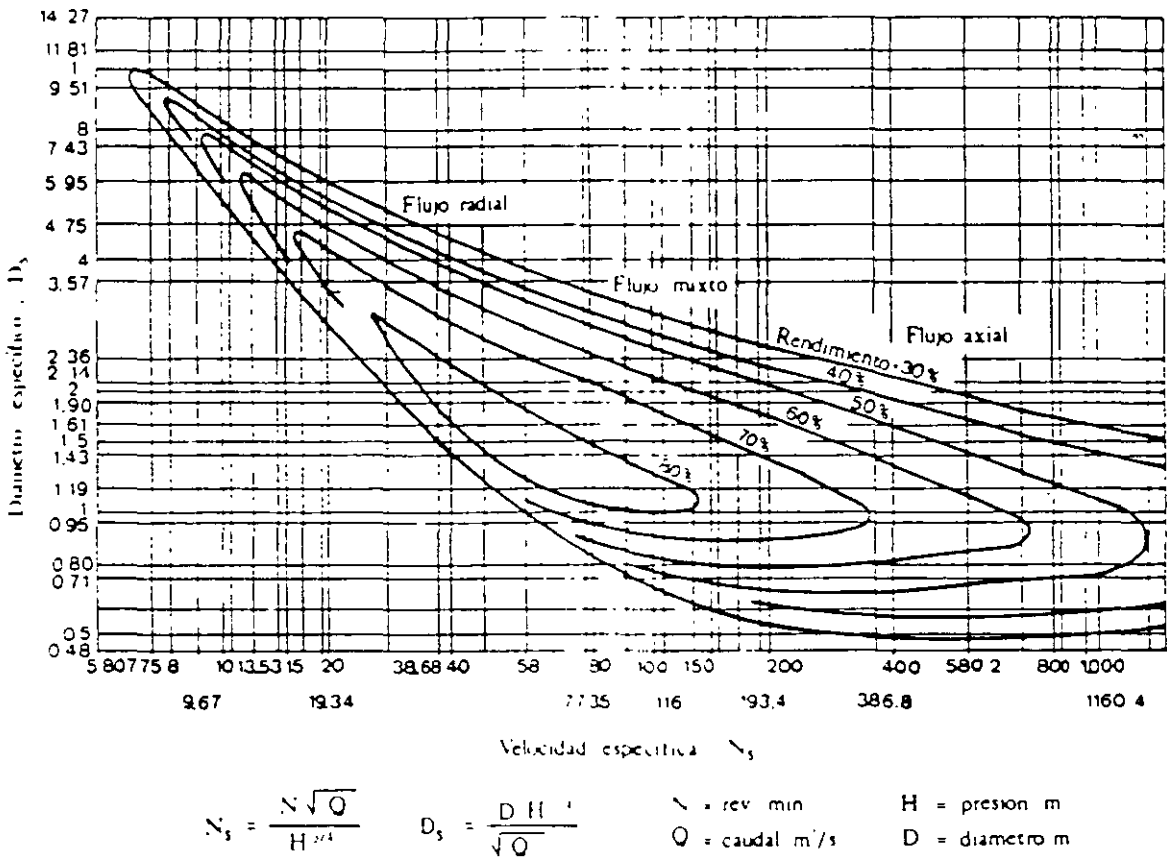


FIGURA 4.10 Rendimientos de referencia en bombas.

El manejo de este gráfico está basado en las magnitudes adimensionales que serán explicadas en el apartado 4.5 de este Capítulo.

4.3.8 Fórmulas prácticas de la potencia

Hemos visto que la potencia externa que da el motor es:

$$P_e = P/\eta = \frac{m E_t}{\eta} = \frac{\sigma Q g H_t}{\eta}$$

Siendo:

P_e : Potencia en wátios

σ : Densidad (kg/m^3)

Q : Caudal (m^3/s).

g : Aceleración de la gravedad (m/s^2).

H_t : Altura teórica total (m).

η : Rendimiento global (pu).

Como en el agua $\sigma = 1.000 \text{ kg/m}^3$, la potencia en kW resultará:

$$P_e = \frac{9,81 \cdot Q \cdot H_t}{\eta}$$

4.4 LA TURBOMAQUINA COMO SISTEMA TERMODINAMICO

En la práctica, el estudio de la turbomáquina se puede realizar sin tener en cuenta el aspecto termodinámico. Pero actualmente existen ensayos, empleando procedimientos termométricos, que permiten medir directamente el rendimiento interno de estas máquinas. Por ello, en este apartado exponemos las nociones necesarias para un estudio ulterior de este tema. Para ello vamos a recordar el enunciado del primer principio de la termodinámica que dice:

«La suma de las variaciones de la energía interna, cinética, y potencial de un sistema cerrado, que sufre una transformación cualquiera, es igual a la cantidad de calor recibida del medio externo deduciendo el trabajo suministrado a este medio externo» Esta es simplemente la expresión del balance energético que se da en este sistema

4.4.1 Ecuación energética

En la figura 4.11 tenemos la representación esquemática de una bomba trabajando en un sistema, y sobre ella se ven las notaciones principales y los planos de referencia entre los que se hace el análisis.

Esta ecuación se refiere a la bomba limitada entre sus secciones de entrada y salida 0 y 1, tal como se ve en la figura.

El balance energético completo se expresa por la ecuación:

$$E' = -q_c + (h_1 - h_0) + \frac{C_1^2 - C_0^2}{2g} + g(z_1 - z_0)$$

En esta ecuación tenemos que

E' : Trabajo en el eje suministrado a la bomba por unidad de masa de fluido.

q_c : Calor recibido por la unidad de masa de fluido

$h_{0,1}$: Entalpía por unidad de masa del fluido en los puntos 0,1

$C_{0,1}$: Velocidad absoluta del fluido en las secciones 0,1.

$z_{0,1}$: Cotas de nivel de las secciones 0,1

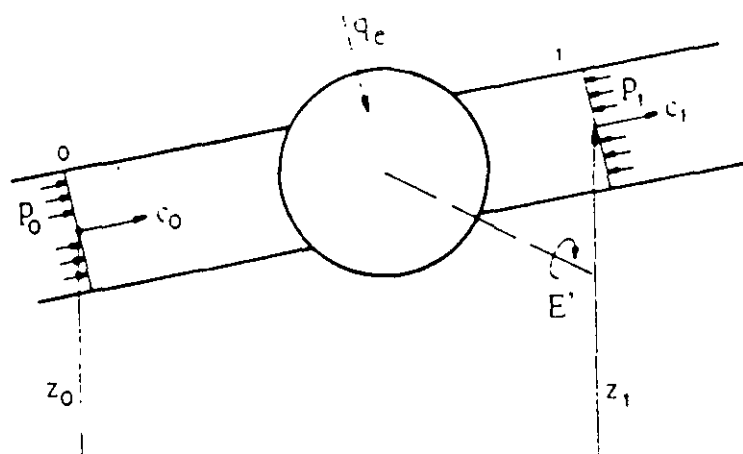


FIGURA 4.11 Ecuación energética en una bomba.

Un caso frecuente e importante es el de las bombas adiabáticas que son las que, a efectos prácticos, intercambian un calor despreciable con el medio externo. La ecuación anterior sigue siendo válida con la salvedad de que $q_e = 0$.

4.4.2 Propiedades termodinámicas del agua fría

En el caso de adoptar el estudio termodinámico de la bomba es preciso conocer la entalpía del fluido en las diversas condiciones en que se puede presentar. Para ello podremos acudir a las diversas tablas de vapor de agua de un manual de termodinámica. En la Tabla 21 del Capítulo 18 damos los valores de esta entalpía en función de la presión y de la temperatura.

4.5 TEORIA DE LA SEMEJANZA

Una bomba está caracterizada en su funcionamiento por los valores que toman una serie de parámetros de la misma. Estos parámetros son variables en la zona de operación de la bomba y entre ellos existen unas relaciones determinadas, que vamos a ver en este apartado y en el siguiente capítulo.

Vamos a definir aquí todas las variables que intervienen.

A) *Variables hidráulicas*. Son las siguientes:

- Caudal Q .
- La energía másica disponible E o la altura energética $H = E/g$.
- La apertura que es una variable auxiliar que se define en función de las dos anteriores

$$A = \frac{Q}{\sqrt{2E}}$$

B) *Número de vueltas específico*

Por definición, el número de vueltas específico de una bomba es igual a la velocidad en r.p.m. de una máquina semejante de la misma familia funcionando en semejanza con un caudal unitario de 1 m³/s con una altura energética generada de 1 m.

$$N_s = N \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}}$$

En la que serán:

N: Velocidad en r.p.m.

Q: Caudal en m³/s.

H: Altura energética generada en m.

Se ve que la equivalencia entre *N_s* y *Ω*, es:

$$N_s = 52,9 \Omega,$$

C) *Diámetro específico*

Al número de vueltas específico *N_s*, se asocia también un diámetro específico *d_s*.

Por definición, en una bomba el diámetro específico *d_s*, es el diámetro de la bomba de la misma familia que, girando a la velocidad de *N_s*, r.p.m., suministra un caudal de 1 m³/s con una altura energética generada de 1 m.

La fórmula para el diámetro específico será:

$$d_s = D \frac{H^{1/4}}{Q^{1/2}}$$

D: Diámetro del impulsor (m).

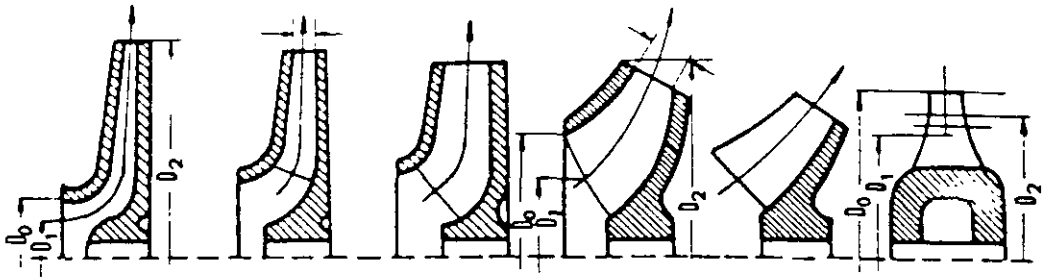
H: Altura energética generada (m).

Q: Caudal (m³/s).

D) *Clasificación de las bombas en función de su coeficiente de velocidad específica Ω*,

Hemos visto que este coeficiente depende del punto de funcionamiento. *Ω*, es un coeficiente que además define el tipo y da las proporciones fundamentales de la bomba. Existe una correlación entre la forma y *Ω*, pudiendo indicar que los valores pequeños de *Ω*, corresponden a las bombas centrífugas puras y los grandes valores de *Ω*, corresponden a las bombas axiales. El campo de los coeficientes intermedios es el de las bombas helicentrífugas o mixtas.

En la figura que sigue, 4.12, se ve un esquema clasificatorio con la morfología básica de los impulsores en función de *Ω* o de *N_s*.



	Bombas centrifugas			Bombas helicocentrifugas		Bombas axiales
	Lentas	Normales	Rapidas	Lentas	Rapidas	
n_s	10 - 20	20 - 40	40 - 80	80 - 140	140 - 200	200 - 500
Ω_s	0,2 - 0,4	0,4 - 0,80	0,80 - 1,50	1,50 - 2,60	2,60 - 3,80	3,80 - 5,5
D_2 / D_0	2,5	2,0	1,8	1,4	1,2	0,8
Q	Muy bajo	Bajo	Medio	Medio	Alto	Muy alto
H	Muy alta	Alta	Media	Media	Baja	Muy baja

FIGURA 4.12 Clasificación morfológica de bombas en función del coeficiente de velocidad específica n_s .

CAPITULO 4 :
ANALISIS DE LAS BOMBAS DE
DESPLAZAMIENTO POSITIVO

10.4 BOMBAS DE DESPLAZAMIENTO

Incluimos en este capítulo estas bombas que nada tienen que ver con las turbomáquinas desde el punto de vista de funcionamiento. También se les llama bombas rotativas o volumétricas.

Su campo de aplicación es la manipulación de fluidos con cierto poder lubricante y suficiente viscosidad como para prevenir excesivas fugas a la presión de servicio.

En estas bombas se produce desplazamiento mecánico del fluido desde la admisión a la expulsión, tomando una porción de fluido entre uno o más elementos móviles, tales como engranajes, levas, tornillos, separadores, lóbulos, etc., respecto de un alojamiento estacionario.

Se combina el movimiento giratorio de la bomba centrífuga con las características de presión de la bomba alternativa, resultando un dispositivo de desplazamiento que da una cantidad determinada de fluido por cada revolución del eje de entrada.

Normalmente son autocebantes y el caudal no queda afectado por las variaciones de presión.

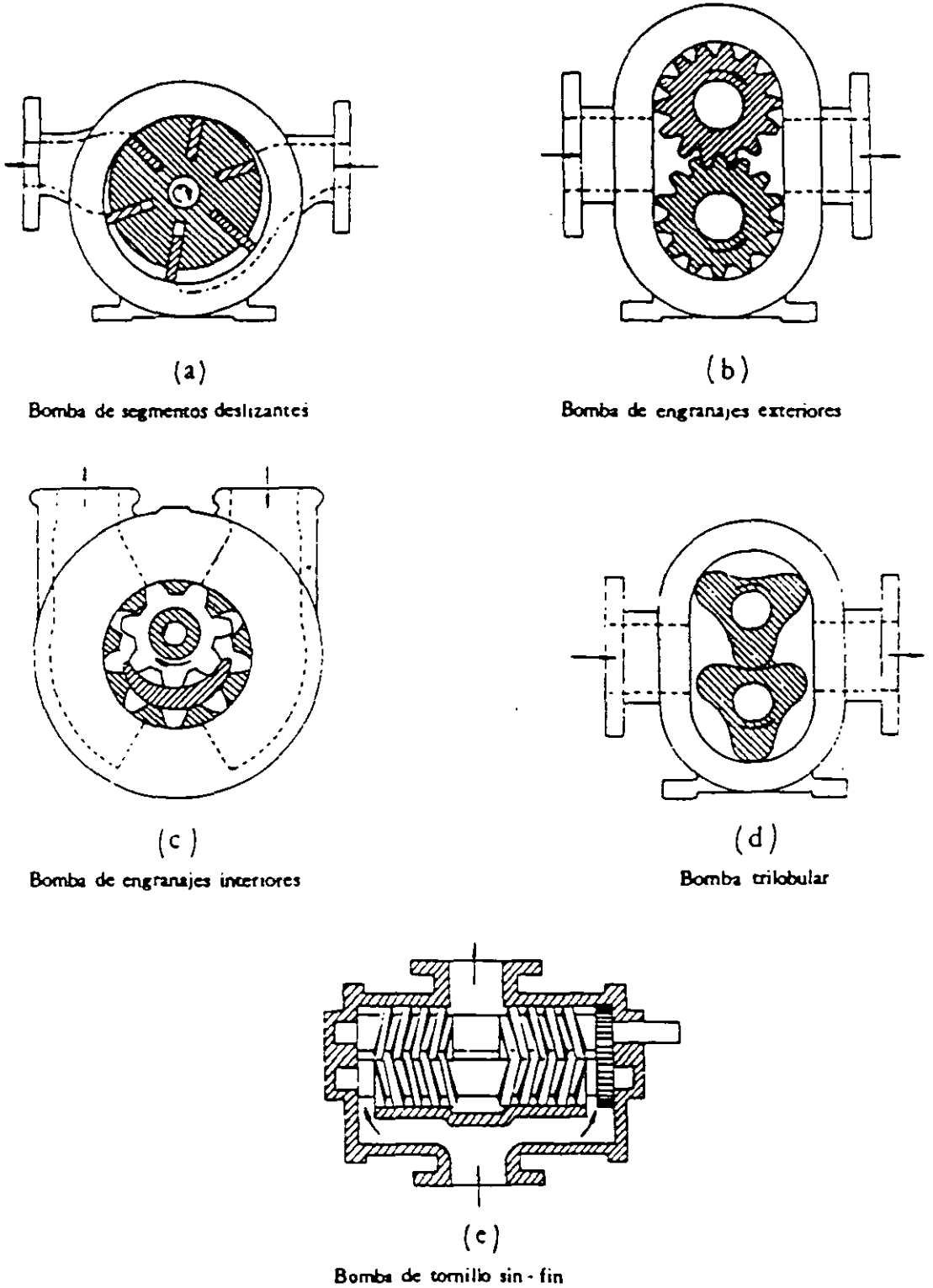


FIGURA 10.3 Diversos tipos de bombas de desplazamiento.

10.4.1 Clasificación de las bombas rotativas

- De segmentos deslizantes (ver figura 10.3.a).
- De engranajes exteriores (ver figura 10.3.b).
- De engranajes interiores (ver figura 10.3.c).
- Trilobular (ver figura 10.3.d).
- De tornillo sin-fin (ver figura 10.3.e).

10.4.2 Funcionamiento de una bomba rotativa

- Condiciones de admisión. La velocidad de la bomba debe ser la adecuada para evitar que se produzcan en ella vacío y pérdida de rendimiento. Cuanto más viscoso es el fluido, debe ser menor la velocidad de paso del mismo. En la tabla se indican las velocidades máximas de paso, a través de la bomba, para varios fluidos.

FLUIDO	VISCOSIDAD CINEMATICA (Stokes)	VELOCIDAD (m/s)
Aceite Diesel	0.018	10
Aceite de máquinas	2.2	3,5
Fuel-oil	15	2,1

Velocidades máximas de paso a través de la bomba

- Caudal. El caudal se reduce por:
 - Disminución de la velocidad.
 - Disminución de la viscosidad.
 - Incremento de la presión diferencial.
- Presión. Se utilizan para gamas de presión muy amplias, se pueden abarcar hasta 1.000 kg/cm² en algunos tipos especiales de engranajes.

CAPITULO 5 :

SISTEMAS DE BOMBEO

El punto de funcionamiento de una bomba que alimenta un sistema hidráulico

7.1 PUNTO DE FUNCIONAMIENTO Y ESTABILIDAD DE FUNCIONAMIENTO

El punto de funcionamiento de una bomba se obtiene cuando la presión generada por la misma coincide con la que precisa el circuito. Esta última característica se obtiene como se ha indicado en el Capítulo 3.

Supóngase, en principio, que no existe más que una bomba. Posteriormente se estudiarán casos que incluyan más de una, casos que son más complicados, en general.

Para la obtención del punto de funcionamiento hay que hallar el corte de las dos características, ya que ambas curvas responden a ecuaciones parabólicas.

Con carácter general, se puede decir que solamente existe un punto de intersección de las dos curvas características; sin embargo, en algún caso puede haber más de un punto. Este sería el caso de la curva característica de una bomba que presenta un máximo, y un circuito, en el que su curva característica fuese una recta prácticamente horizontal, como corresponde al caso de un circuito con pérdidas de carga pequeñas, tal y como se ve en la figura 7.1, en el que la altura manométrica coincide, prácticamente, con la geométrica. En este caso existen dos puntos de intersección que serían los puntos *A* y *B*.

De los dos puntos de intersección, únicamente el punto *B* representa un funcionamiento estable.

En general, para estudiar si existe o no estabilidad de funcionamiento, hay que observar lo que sucede cuando, por una causa fortuita, la instalación de bombeo se aparta del punto de funcionamiento en el que se encontraba. Si al producirse esto existen fenómenos que tienden a devolver a la instalación al punto de funcionamiento inicial, el equilibrio es estable; es decir, las perturbaciones se amortiguan poco a poco y al final el punto de funcionamiento acaba en la posición inicial, haciendo desaparecer la causa

primaria que había producido la perturbación. En caso contrario, cuando al apartar el punto de funcionamiento de su posición inicial la perturbación se ve aumentada por los fenómenos que se originan como consecuencia de este desplazamiento, el punto de funcionamiento no regresa a su posición inicial sino que poco a poco se va alejando aún más.

A continuación, si se considera el punto de funcionamiento B y se supone, por ejemplo, que como consecuencia de un descenso brusco del nivel en el depósito sobre el que se bombea, dicho punto B se transforma en el punto B_1 (ver figura 7.1), el caudal suministrado por la bomba crece, lo que tiende a restablecer el nivel inicial del depósito. En consecuencia, el funcionamiento del bombeo en el punto B es un funcionamiento estable.

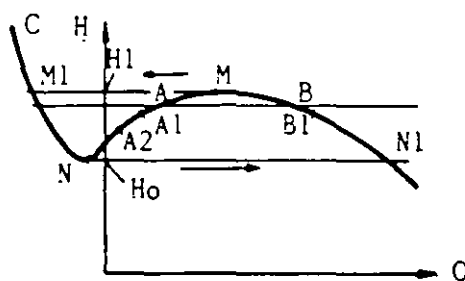


FIGURA 7.1 Estabilidad de funcionamiento.

Si por el contrario, a partir del punto A se produce el mismo descenso brusco en el nivel del depósito sobre el que se bombea, la bomba da un caudal menor de tal forma que el nivel del depósito tiende aún a descender más: El funcionamiento que se tiene en el punto A es, en consecuencia, un funcionamiento inestable.

Se puede estudiar también el llenado de un depósito a través de la bomba. Si S es la sección del depósito y Q el caudal que da la bomba en un instante considerado, la variación de nivel dz que se produce es tal que:

$$S \cdot dz = Q \cdot dt$$

En consecuencia, el nivel aumenta, pues, progresivamente. A partir de un punto en funcionamiento que esté situado muy a la derecha se vería que el nivel se acerca progresivamente hasta el punto M y la altura de impulsión alcanzaría el nivel H_1 , es decir, el correspondiente al máximo de la curva característica $H - Q$ de la misma bomba. A partir de este momento, la bomba continúa dando caudal y, en consecuencia, como el nivel no puede subir más, no existe más posibilidad de funcionamiento que empiece a funcionar hacia la izquierda del máximo, de tal forma que la bomba está recibiendo caudal a través del depósito, en vez de ser la bomba quien da caudal al depósito; es decir, el punto de funcionamiento de dicha bomba se desplaza desde M hacia N en la zona de caudales negativos. Cuando la altura de impulsión en la zona de caudales negativos alcanza el valor H_0 , el punto de funcionamiento se convierte bruscamente en el punto N_1 y el depósito comienza nuevamente a llenarse. Hay, en consecuencia, un funcionamiento cíclico de condiciones inestables, definido por los puntos N_1, M, M_1, N , recorrido constantemente con una frecuencia que se puede calcular.

A modo de resumen se puede decir que, para que exista estabilidad de funcionamiento, es necesario que las características de la bomba y del circuito se corten de una forma tal que, para un mismo caudal, la diferencia entre la ordenada de la bomba menos la del circuito sea positiva para los caudales inferiores al del punto de funcionamiento y negativa para los caudales superiores. Esta condición trae como consecuencia que la curva característica de la bomba debe ser descendente en todo el campo de caudales positivos, si se quiere utilizar dicha bomba para alimentar a depósitos utilizando tuberías con pérdidas de carga muy bajas.

Por otro lado, sin embargo, se pueden utilizar bombas con curvas características que presenten un máximo, en los casos en que en el circuito se den pérdidas de carga suficientemente grandes como para que no exista más que un punto de intersección. Este es el caso, por ejemplo, de las bombas de los equipos contra incendios cuya curva característica del circuito presenta una altura H que es proporcional al cuadrado del caudal pasando por un punto que no coincide con el origen de coordenadas.

La altura a suministrar está formada entonces por la diferencia eventual de altitud Z (ver figura 7.2) entre la bomba y la lanza de la manguera, las pérdidas de carga de la tubería y la altura necesaria para que pase el caudal por el orificio de la manguera. El conjunto corresponde a la parábola P_1 de la figura 7.2. Se puede ver claramente que el punto de funcionamiento M es estable. Si se supone que el caudal Q disminuye casualmente, el punto de funcionamiento de la bomba se convierte en M_1 y el del orificio en M_2 , de tal forma que la diferencia de ordenadas de M_1 y M_2 es positiva, tal y como se ha dicho en el párrafo anterior.

Entre la salida de la bomba y la entrada del orificio se produce, en consecuencia, una diferencia de presión que es $M_1 M_2$, la cual acelera la salida del fluido situado entre la bomba y el orificio, tendiendo a restablecer el valor del caudal en el punto de funcionamiento M .

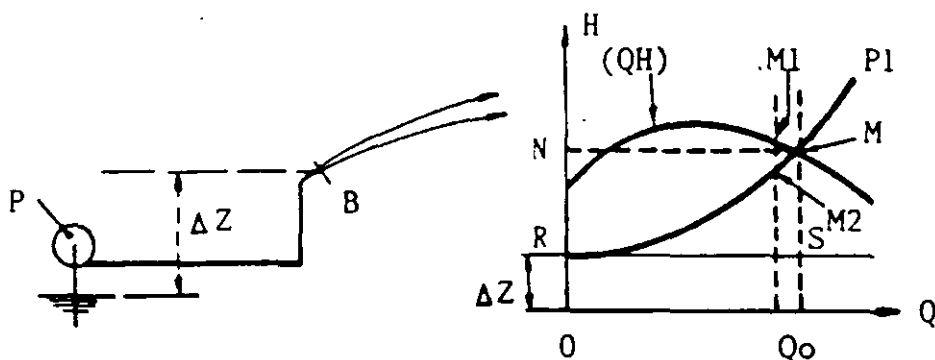


FIGURA 7.2 Equipo de bombeo contra incendios.

7.2 ESTIMACION RAPIDA DE LAS POTENCIAS PUESTAS EN JUEGO EN EL BOMBEO

Si se hace referencia al esquema de la figura 7.2 en donde se ve la forma de obtención del punto de funcionamiento M , se deduce, de forma inmediata, la forma gráfica de representación de las diversas potencias que se ponen en juego en un bombeo.

En efecto, y recordando la fórmula de la potencia estudiada en el apartado 4.3.7, se puede ver que esta potencia viene dada por el producto de un coeficiente que multiplica al caudal y a la altura:

$$P = K \cdot Q \cdot H \quad , \text{ donde:}$$

- P : Potencia puesta en juego en el bombeo.
- Q : Caudal de bombeo.
- \bar{h} : Altura manométrica de bombeo.
- K : Coeficiente a través del cual se ajustan las unidades.

Si no se tiene en cuenta el rendimiento en una primera aproximación, la potencia neta asociada al fluido a la salida de la bomba es proporcional al producto $Q \times H$, es decir al área del rectángulo encerrado por los puntos $ONMQ$, de la figura 7.2. Dicho de otro modo, esta área del rectángulo, a determinada escala, representa la potencia neta asociada al fluido.

Volviendo nuevamente a esta figura, el área encerrada por las rectas definidas por los puntos $ORSQ$, representa la potencia neta que se emplea en vencer la diferencia de la altura geométrica Z y el área encerrada por el rectángulo $RNMS$ representa la potencia empleada en vencer las pérdidas de carga.

Aunque la representación indicada es absolutamente rigurosa para potencias netas, solamente vale con cierta aproximación para las potencias absorbidas en el eje, ya que intervendrán los rendimientos. Por lo tanto, siempre que no se produzcan variaciones grandes en los rendimientos entre los diferentes puntos de funcionamiento considerados y que la escala utilizada para que el área que represente la potencia tenga en cuenta este valor del rendimiento, valdrá con suficiente aproximación también para potencias en el eje.

Por lo tanto, esta representación a través de las áreas es de suma validez para todo tipo de análisis sencillos realizados en regulación de caudal e, igualmente, para el análisis de la estabilidad de funcionamiento de una bomba hidráulica.

7.3 CASOS PARTICULARES DE PUNTOS DE FUNCIONAMIENTO EN ASOCIACIONES DIVERSAS EN BOMBAS Y CONDUCCIONES

Aunque en los apartados 5.8 y 3.9 se ha tratado de las asociaciones serie-paralelo en bombas y en conducciones, se va a presentar, en este apartado, la aplicación a algunos casos concretos.

7.3.1 Planta de bombeo que utiliza una única bomba y dos circuitos conectados en paralelo

Se considera una planta de bombeo con una sola bomba hidráulica y un circuito que incluye dos tuberías conectadas en paralelo que se denominan I y II , las cuales descargan el líquido bombeado a dos diferentes niveles, que vienen determinados por las alturas geométricas de bombeo H_{sI} y H_{sII} , tal y como se puede ver en la figura 7.3.

Las curvas $H_{sI}(Q)$ y $H_{sII}(Q)$ representan las características de las secciones de tubería I y II respectivamente.

La curva característica $H_s(Q)$ resultante para la planta total se obtiene, tal y como se ha indicado anteriormente, sumando para una misma ordenada las abscisas de las dos curvas características $H_{sI}(Q)$ y $H_{sII}(Q)$.

El punto de funcionamiento *A* para el bombeo total se obtiene como intersección entre la curva característica de la bomba $H(Q)$ y la curva característica del circuito resultante $H_s(Q)$.

Como se ha dicho previamente, el punto *A* determina los parámetros operacionales de la planta de bombeo; es decir Q_A y H_A . La capacidad o caudal dado por la bomba Q_A representa, al mismo tiempo, tanto el caudal de la bomba como la suma de las capacidades Q_I y Q_{II} correspondiente a los dos circuitos.

Los caudales parciales que son impulsados a través de las dos tuberías *I* y *II* se obtienen por intersección de una línea horizontal que pasa por el punto *A* con las curvas $H_{sI}(Q)$ $H_{sII}(Q)$.

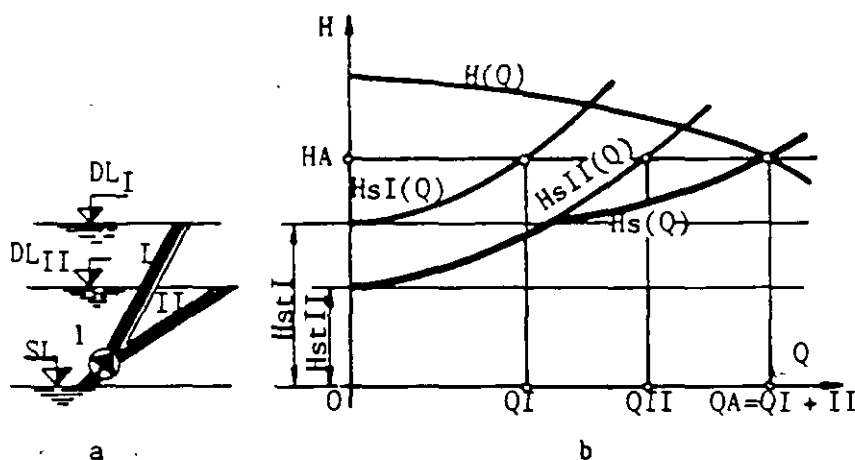


FIGURA 7.3 Punto de funcionamiento de una bomba con dos circuitos de impulsión conectados en paralelo.

7.3.2 Planta de bombeo con dos bombas conectadas en paralelo alimentando a una tubería común

Se trata, en este caso, de una planta de bombeo que incluye dos bombas 1 y 2 que a través de una tubería común de descarga *I* entregan agua a una altura geométrica H_A tal y como se ve en la figura 7.4.

Las curvas $H_1(Q)$ y $H_2(Q)$ representan las características de dichas bombas 1 y 2 respectivamente. La curva característica resultante para las bombas asociadas será la $H(Q)$ que se obtiene tal y como se ha indicado en párrafos precedentes; es decir, se obtiene cada abscisa sumando las dos abscisas de las dos curvas anteriores para una misma ordenada. Para el conjunto de la planta de bombeo, el punto de funcionamiento *A* se obtiene por intersección de la curva característica resultante de las dos bombas $H(Q)$ y la característica $H_s(Q)$ del circuito. En este punto, se obtienen la altura manométrica total H_A y el caudal total Q_A .

Los puntos de intersección de una línea horizontal que pasa por el punto *A* con las curvas $H_1(Q)$ y $H_2(Q)$ dan los puntos de funcionamiento correspondientes a cada una de ambas bombas y, en consecuencia, los caudales que dichas bombas suministran, es decir, Q_1 y Q_2 . Puede verse que estos caudales son inferiores a los que se obtendrían en el funcionamiento separado de cada una de las bombas, los cuales serían Q'_1 y Q'_2 respecti-

vamente. La diferencia entre los caudales Q_1 y Q'_1 ; Q_2 y Q'_2 , son tanto mayores cuanto más plana sea la curva característica de la bomba $H(Q)$ y más pendiente la curva característica del circuito $H_s(Q)$.

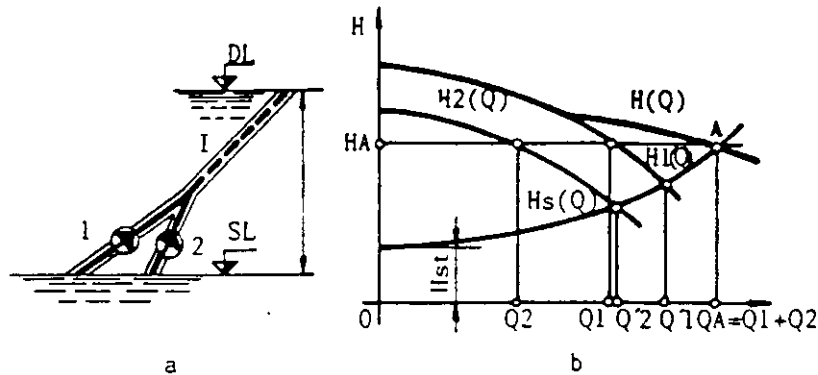


FIGURA 7.4 Punto de funcionamiento de dos bombas conectadas en paralelo a un único circuito de impulsión.

7.3.3 Planta de bombeo con dos bombas conectadas en paralelo alimentando a tubería común con dos tubos de impulsión separados conectados a uno común

En la figura 7.5 vemos una representación esquemática de esta planta y de las características presión-caudal de la misma.

Las bombas 1 y 2 están conectadas a las tuberías de impulsión *I* y *II* hasta un punto B del cual arranca una tubería común *III*. Además las bombas 1 y 2 toman de depósitos inferiores diferentes, caracterizados por sus cotas de elevación hasta el punto B común de las tuberías.

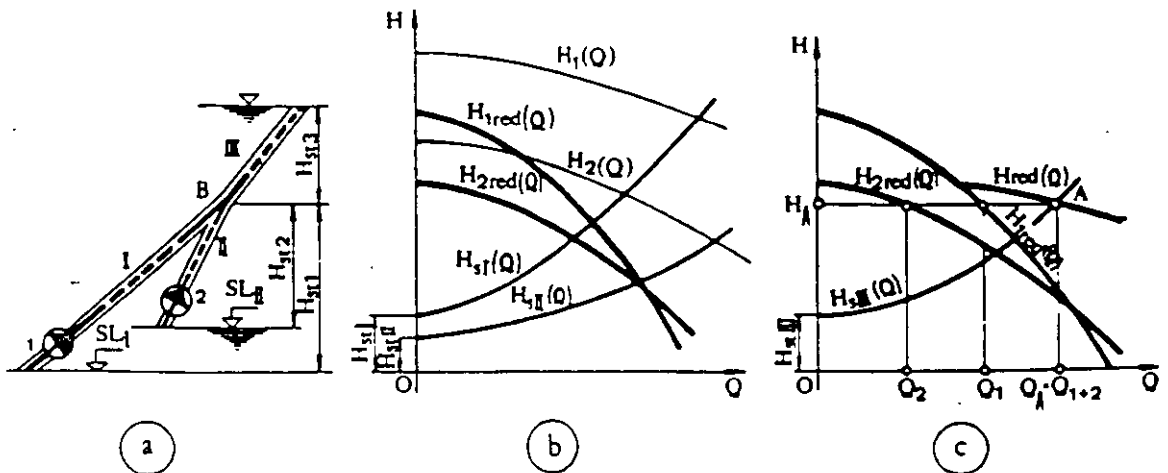


FIGURA 7.5 Sistema formado por dos bombas en paralelo tomando de depósitos en situación diferente y alimentando a un depósito superior a través de una tubería común.

En la figura 7.5.b exponemos las características de ambas bombas $H_1(Q)$, $H_2(Q)$ reducidas hasta el punto B. Esto se realiza por sustracción, para cada caudal, de las curvas $H_{r1}(Q)$, $H_{r2}(Q)$ que son las características resistentes de presión de las tuberías I y II respectivamente. Se ve que estas características tienen ordenadas en el origen H_{g1} , H_{g2} que son las alturas geométricas en cada ramal.

En la figura 7.5.c el problema se reduce al expuesto en 7.3.2 combinando en paralelo las características reducidas $H_{1,red}(Q)$, $H_{2,red}(Q)$ y cortándola con la curva de presión-caudal del tramo III de tubería $H_{r3}(Q)$.

El punto de funcionamiento es A que da un caudal Q_u , el cual se reparte en Q_1 , Q_2 para cada bomba 1, 2.

7.3.4 Funcionamiento en un circuito con característica variable

Este es el caso de la alimentación a depósitos elevados de agua, en los cuales el nivel varia de forma importante a medida que se almacena el volumen de agua. Este es un sistema muy empleado en la traída de aguas a ciudades. En la figura 7.6 se ven:

- La característica esquemática de la instalación.
- La curva de presión de la bomba, con tres curvas de presión del sistema para diferentes grados de llenado del depósito.

Si el caudal Q_u es menor que el caudal de la bomba en un punto determinado (por ejemplo A-1) al que corresponde Q_1

$$Q_u < Q_1$$

el punto de funcionamiento se irá desplazando hacia caudales $Q_2 < Q_1$ hasta que se logre el equilibrio en el que

$$Q_u = Q_2$$

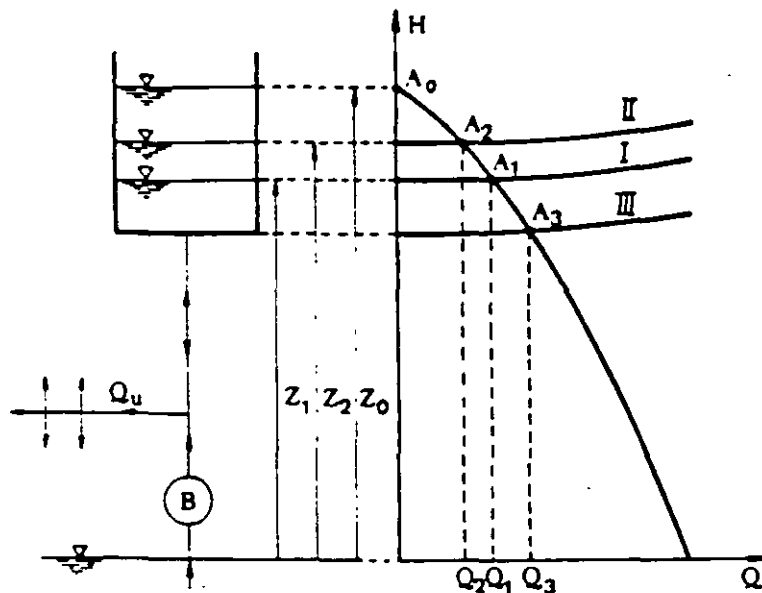


FIGURA 7.6 Funcionamiento en un circuito con característica variable.

A caudal $Q_u = 0$ el depósito se llenará hasta la cota Z_0 con caudal que al final será nulo y habrá que parar la bomba.

7.4 CALCULO ANALITICO DEL PUNTO DE FUNCIONAMIENTO EN DIVERSOS CASOS

En el apartado 5.4 hemos visto la posibilidad de que las características de presión-caudal de una bomba se pueden expresar por ecuaciones de estructura polinómica sencilla tales como:

$$H = A \cdot N^2 + B \cdot N \cdot Q + C \cdot Q^2$$

También hemos visto que los coeficientes A, B, C se determinan a partir de los datos de la curva presión-caudal.

También en el apartado 3.9 hemos visto que las características del sistema sobre el que trabaja la bomba se pueden expresar de forma sencilla por ecuaciones tales como:

Circuito cerrado:

$$H = K \cdot Q^2$$

Circuito abierto:

$$H = H_a + K \cdot Q^2$$

Siendo:

$$H_a = \text{altura geométrica en el sistema.}$$

Con esta sencillez de expresiones, el cálculo del punto de funcionamiento es posible gracias a una manipulación algebraica, como se puede ver con los casos que se exponen a continuación.

7.4.1 Cálculo de un circuito con dos tuberías en serie

El circuito se indica en la figura 7.7 y está formado por dos tuberías en serie diferentes conectadas con una sola bomba. Las resistencias de los tubos R_1, R_2 se suman en una resistencia total R_t .

La resistencia total tiene por ecuación

$$H = (K_1 + K_2) Q^2$$

La bomba que se considera con velocidad constante igual a la nominal $N = 1$ tiene como característica:

$$H = A + BQ + CQ^2$$

Por lo tanto, el punto de funcionamiento (P) tendrá un caudal Q_f que cumple:

$$(K_1 + K_2) Q_f^2 = A + BQ_f + CQ_f^2$$

Esta ecuación tiene una solución tal como:

$$Q_f = \frac{-B \pm \sqrt{B^2 - 4 \cdot A \cdot (C - K_1 - K_2)}}{2 (C - K_1 - K_2)}$$

Se descarta la solución negativa pues no tiene sentido físico.

Una vez calculado Q_r , la presión del punto de funcionamiento se calcula con la primera ecuación:

$$H_r = (K_1 + K_2) Q_r^2$$

Si tenemos la ecuación que da el rendimiento, su valor se obtiene sustituyendo en ella el valor de Q_r .

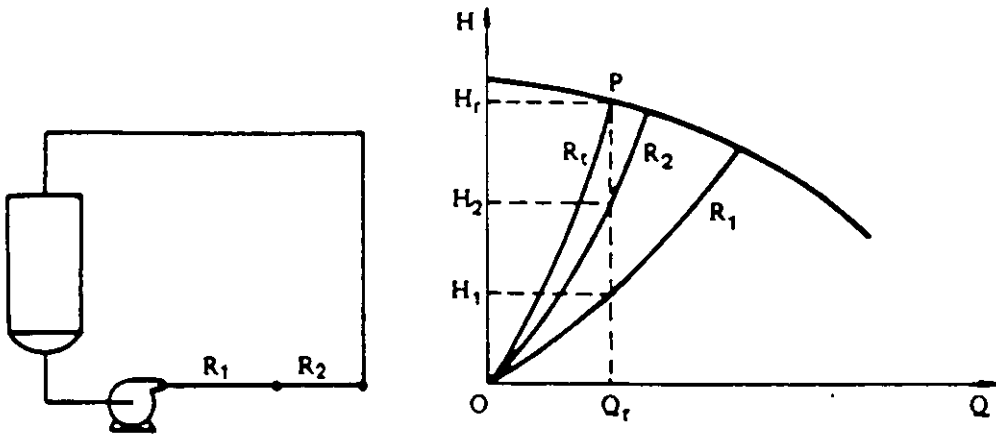


FIGURA 7.7 Circuito formado por dos tuberías en serie.

7.4.2 Cálculo de un circuito con dos tuberías en paralelo

El circuito se muestra en la figura 7.8 y está formado por dos tuberías en paralelo conectadas con una sola bomba. Los caudales parciales en cada rama se suman para dar el caudal de la bomba. Por otro lado, las caídas de presión a lo largo de cada rama son iguales. Esto se expresa con:

$$H_r = K_1 Q_1^2 = K_2 Q_2^2$$

$$Q_r = Q_1 + Q_2$$

$$Q_1 = \left(\frac{H_r}{K_1}\right)^{1/2} \quad Q_2 = \left(\frac{H_r}{K_2}\right)^{1/2}$$

$$Q_r = \left(\frac{H_r}{K_1}\right)^{1/2} + \left(\frac{H_r}{K_2}\right)^{1/2} = H_r^{1/2} \left(\frac{1}{\sqrt{K_1}} + \frac{1}{\sqrt{K_2}}\right)$$

$$H_r = \frac{Q_r^2}{\left(\frac{1}{\sqrt{K_1}} + \frac{1}{\sqrt{K_2}}\right)^2} = \left(\frac{1}{\sqrt{K_1}} + \frac{1}{\sqrt{K_2}}\right)^2 Q_r^2$$

Si esta ecuación la igualamos con la característica de la bomba a presión nominal, obtendremos.

$$Q_r = \frac{-B \pm \sqrt{B^2 - 4 \cdot A \cdot (C - (1/\sqrt{K_1} + 1/\sqrt{K_2})^{-2})}}{2 \cdot (C - (1/\sqrt{K_1} + 1/\sqrt{K_2})^{-2})}$$

Sólo es válido físicamente el signo (+) delante del radical.

La presión del punto de funcionamiento H_r se logra substituyendo el valor de Q_r hallado en la ecuación de H_r .

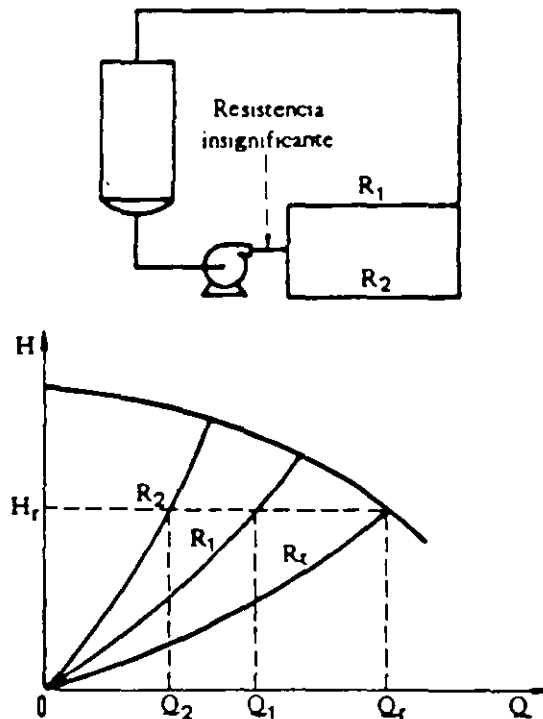


FIGURA 7.8 Disposición en circuito cerrado con dos tuberías en paralelo.

7.4.3 Cálculo de la disposición en paralelo con dos tuberías en circuito abierto con altura geométrica diferente

Se ve el circuito en la figura 7.9. Las tuberías R_2 , R_3 , se conectan en paralelo, sobre una tubería R_1 común.

Se cumplirá en el punto de funcionamiento:

$$H_r = H_2 + K_1 Q_r^2 + K_2 Q_2^2$$

$$H_r = H_3 + K_1 Q_r^2 + K_3 Q_3^2$$

$$Q_r = Q_1 = Q_2 + Q_3$$

La resolución da:

$$H_r - H_d = K_1 Q_1^2 + K_2 Q_2^2$$

$$H_r - H_d = K_1 Q_1^2 + K_1 Q_1^2$$

En las que despejamos Q_2 , Q_1

$$Q_2 = ((H_r - H_d - K_1 Q_1^2)/K_2)^{1/2}$$

$$Q_1 = ((H_r - H_d - K_1 Q_1^2)/K_1)^{1/2}$$

Sumamos los caudales y empleando la ecuación de la característica presión-caudal de la bomba, obtenemos:

$$Q_r = ((A + B \cdot Q_r + (C - K_1) Q_r^2 - H_d)/K_2)^{1/2} + ((A + B \cdot Q_r + (C - K_1) Q_r^2 - H_d)/K_1)^{1/2}$$

Esta ecuación implícita en Q_r necesita un método de tanteo para hallar Q_r .

Este método por tanteo es fácil de resolver para una calculadora programable o en un ordenador personal.

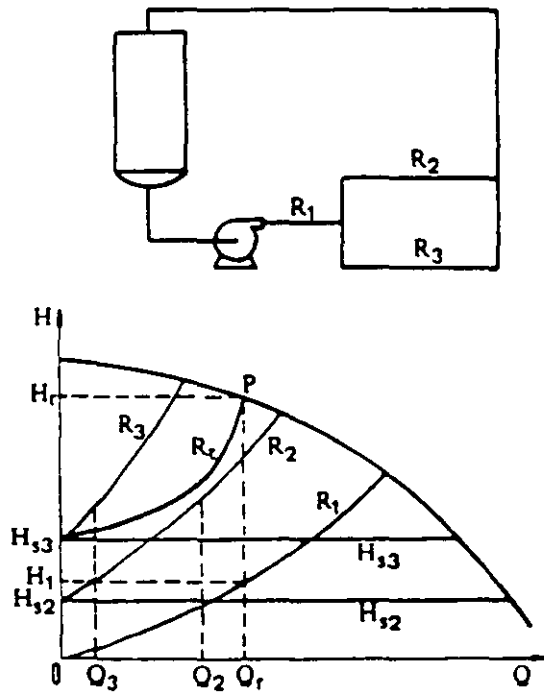


FIGURA 79 Disposición en paralelo con dos tuberías en circuito abierto con altura geométrica diferente.

7.4.4 Regulación del caudal. Cálculo de la nueva velocidad para el nuevo caudal

Como se va a ver en el capítulo 9, uno de los métodos de regulación de caudal es el de regular la velocidad de la bomba.

Sea un sistema de circuito abierto con característica:

$$H = H_s + K \cdot Q^2$$

Sea una bomba en velocidad variable con característica:

$$H = A \cdot N^2 + B \cdot N \cdot Q + C \cdot Q^2$$

El punto de funcionamiento en función de la velocidad se logra igualando ambas ecuaciones:

$$Q_r = \frac{-B \cdot N \pm \sqrt{B^2 \cdot N^2 - 4 \cdot (C - K) (A \cdot N^2 - H_s)}}{2 (C - K)}$$

Esta relación, de manera simplificada, se expresa como una función:

$$Q_r = f(N)$$

La cual expresa la relación existente entre el caudal variable con la velocidad, cuando esta última se puede modificar, como se verá en el capítulo 9.

7.5 CEBADO DE BOMBAS

Consideramos una bomba parada y montada con una disposición tal como se ve en la figura 7.10. Si el impulsor estuviera anegado de fluido, la bomba sería capaz de hacerlo circular desde el momento en que el impulsor girara.

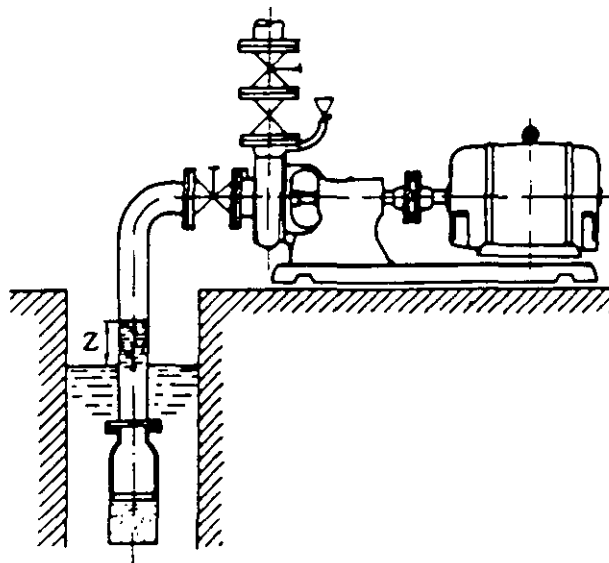


FIGURA 7.10 Circuito de aspiración de una bomba con válvula antirretorno de pie.

Supongamos sin embargo que el circuito de aspiración de la bomba sólo tiene aire, porque no existe la válvula antirretorno situada al pie de la tubería de aspiración. Al arrancar, el impulsor funciona como un ventilador en el punto de caudal cero. Entonces,

genera una depresión en la aspiración, que es igual a la energía másica de la bomba corregida con la densidad del aire.

$$\delta p = \sigma_{\text{aire}} \cdot E_0$$

Como $\sigma_{\text{aire}} = 1,2 \text{ kg/m}^3$,

$$\sigma_{\text{agua}} = 1.000 \text{ kg/m}^3,$$

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2.$$

Esta depresión, si la expresamos en m. de columna de agua, será:

$$Z = \delta p / g \cdot \sigma_{\text{agua}} \approx 1,2 \cdot 10^{-4} E_0$$

E_0 : Energía másica de la bomba en el punto de caudal cero [J/kg].

El valor de Z es muy pequeño y hace que el fluido no alcance al impulsor por lo que la bomba no se cebaría.

Entonces debemos disponer de sistemas auxiliares para poder anegar el impulsor antes del arranque de la bomba. Vamos a describirlos sucintamente.

7.5.1 Válvula antirretorno de pie

Esta válvula cuya disposición y principio de funcionamiento esquematizado se ve en la figura 7.10, tiene la propiedad de cerrarse por el peso del agua residual cuando la bomba se para.

Es necesario, además, disponer de algún medio para hacer el llenado de la bomba y de la tubería de aspiración cuando, por la causa que sea, se han vaciado. El dispositivo de llenado se esquematiza en la figura 7.10. Durante esta operación es necesario disponer de una válvula en la parte superior del cuerpo de la bomba para la purga de aire.

No debemos olvidar que la válvula antirretorno de pie constituye una pérdida de carga adicional en el sistema.

7.5.2 Depósito de cebado

En algunos casos se suele instalar un depósito con una cantidad limitada de agua, situado a nivel más alto que la tubería de aspiración y que la bomba para asegurar que ésta permanezca siempre inundada.

7.5.3 Bombas autocebantes

Hay algunas disposiciones especialmente concebidas por los distintos fabricantes. Citaremos algunas de ellas:

- En una de las soluciones una envuelta rodea la bomba. El fluido mantenido en esta envuelta sirve para el cebado.
- Algunas soluciones hacen uso de un pequeño impulsor de vacío para el cebado, dispuesto en el eje principal de la bomba.

7.5.4 Empleo de un eyector

El eyector es un dispositivo que sirve para vencer la limitación, debida a la cavitación, sobre la altura de instalación de la bomba.

En el eyector se recibe una parte del agua a presión derivada de la tubería de impulsión, consiguiéndose que la energía de ésta se transfiera a la del agua que se va a aspirar.

7.5.5 Empleo de bombas sumergidas

La posibilidad ofrecida por la técnica constructiva en motores y bombas para que puedan funcionar completamente anegados por el fluido, es importante a la hora de

- Evitar problemas de cebado.
- Evitar que aparezca la cavitación.

7.6 ARRANQUE DE BOMBAS

Acabamos de ver que la condición previa para el arranque de una bomba es que ésta esté cebada, es decir, totalmente anegada del fluido a bombear.

Además, este cebado es necesario para evitar el calentamiento que se produciría en la bomba, particularmente en los cierres estancos de la misma, debido a frotamiento seco.

Una vez arrancada la bomba, hay que lograr que por la misma pase un caudal mínimo, para poder evacuar al menos la energía de las pérdidas internas de la bomba. En el apartado 5.9 hemos estudiado qué calentamiento se produce en el agua que atraviesa una bomba cuando ésta funciona con bajos caudales.

7.6.1 Funcionamiento de la bomba durante el arranque

Depende de la forma de la característica energética de la bomba o curva de presión-caudal.

En la figura 7.11 aparecen los dos tipos posibles de estas curvas:

- Curva descendente (a).
- Curva con un máximo (b).

a) Curva descendente

En la figura hemos puesto la familia de curvas presión-caudal a velocidades crecientes N' , N'' , N''' , las cuales no bastan para generar la mínima presión que requiere el sistema, punto A_0 . Por lo tanto, hasta que no se pone la bomba a la velocidad N_0 , no empieza a circular caudal por la misma. A partir de esta velocidad, las curvas de presión-caudal para las velocidades N^{IV} , N^V y N nominal ya van dando puntos de funcionamiento con caudales parciales A^{IV} , A^V y A , o punto de funcionamiento a régimen nominal. Cuando la bomba para se repiten los mismos fenómenos, pero en secuencia inversa.

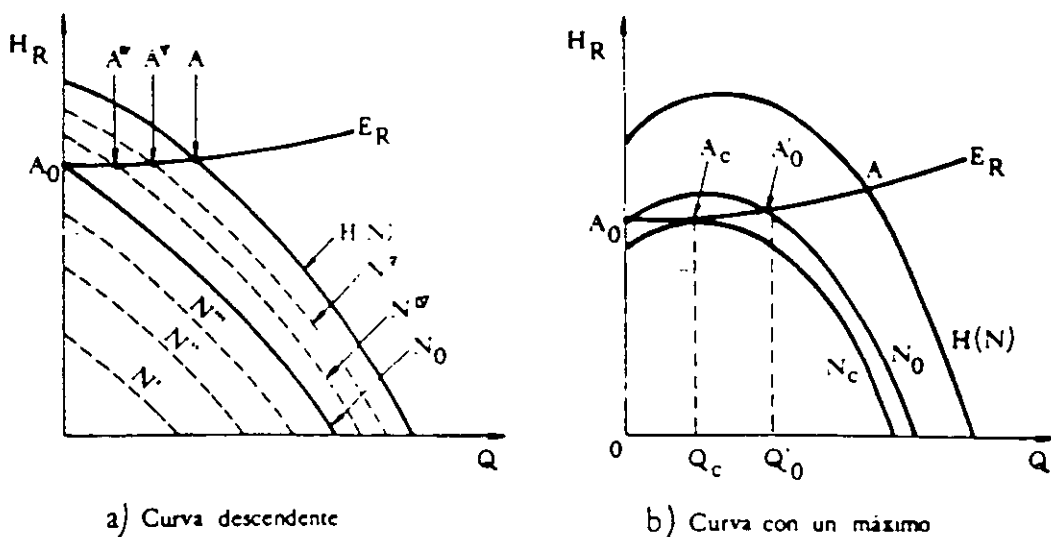


FIGURA 7.11 Funcionamiento de bombas durante el arranque.

b) Curva con un máximo

En este caso y, hasta que logramos la velocidad N_0 con el punto de funcionamiento A_0' , éstos son inestables. Pero a partir de A_0' y hasta A tenemos un caso semejante al anterior.

Hemos de indicar como resumen de este apartado que, el arranque de una bomba que está cebada no suele dar problemas. También, a efectos energéticos, esta operación no tiene impacto, dada su brevedad frente al régimen nominal de mucha más duración temporal.

Hemos también de decir que, durante el proceso de arranque, el par externo de la bomba crece desde el punto de velocidad cero hasta la velocidad de régimen de acuerdo con una ley que es cuadrática. Es necesario considerar que, además, el motor ha de ejercer un par adicional a la velocidad nula y que decrece muy rápidamente, llamado *par de despegue*. Este par suele ser del orden del 20% del par nominal de la bomba a plena carga.

El conocimiento del par externo que requiere la bomba es necesario para la elección correcta del motor de accionamiento.

7.7 EL ACCIONAMIENTO DE BOMBAS

El accionamiento de una bomba impone a su motor de arrastre unas solicitudes que normalmente se resumen del siguiente modo:

- Par resistente. Creciente cuadrático.
- Inercia de la bomba. La bomba ya cebada tiene una inercia moderada que no impone solicitudes importantes al motor.
- Duración del servicio. El servicio de bombeo es, en la mayoría de los casos, de media o larga duración.

8.

Fundamentos de control en sistemas de bombeo

En este capítulo vamos a presentar los aspectos más importantes del control en bombas. Los métodos de control se dividen básicamente en:

- Por interrupción de caudal.
- Por variación de caudal.
- Por variación de altura generada por la bomba.
- Por variación de caudal y de altura generada por la bomba.

8.1 METODOS POR INTERRUPCION DE CAUDAL CON PARADA DE BOMBA

Las razones por las cuales se ha de cortar el caudal de una bomba son:

- El depósito del que succiona la bomba se ha agotado o tiene un nivel más bajo que el especificado.
- El depósito alimentado por la bomba está lleno o tiene un nivel más alto que el especificado.
- La presión del sistema tiene el valor especificado.
- El proceso productivo al que sirve la bomba ha terminado.
- Si tenemos varias bombas en paralelo y el caudal ha descendido, una bomba puede detenerse. Esto mejorará la eficiencia de las que permanecen todavía conectadas.

De acuerdo con este método de controlar tendremos diversos tipos de dispositivos, que pueden ser los siguientes:

- Accionamiento del contactor de Parada/Arranque. El operador toma la decisión, en función de las informaciones que sobre el sistema le proporcionan los aparatos de medida.

8.4 METODOS POR VALVULAS DE ESTRANGULAMIENTO

Se sitúan sobre el sistema y en principio sobre la tubería de descarga de la bomba. Veremos su funcionamiento en el capítulo 9.

Estas válvulas de estrangulamiento pueden estar comandadas:

- Manualmente.
- Mediante interruptores de nivel máximo, mínimo o nivel proporcional.
- Mediante presostatos.
- Mediante termostatos.
- Mediante medidores de caudal.

8.5 CONSIDERACIONES FINALES

El objetivo de este capítulo ha sido presentar los diversos métodos de regulación de bombas, sin entrar en los detalles de:

- Ahorro energético.
- Circuitos de control.

El ahorro energético será estudiado en los capítulos 9, 11, 14, 16 y 17.

El estudio detallado de los circuitos de control se sale claramente del marco de este manual. Sin embargo remitimos al lector a la lectura de la serie de artículos citados en las referencias bibliográficas [36], [37], [38].

La regulación de caudal en bombas centrífugas

En los procesos industriales es preciso trabajar en numerosas ocasiones, durante mucho tiempo, en condiciones de caudal inferiores al nominal. En esta situación se pueden realizar planteamientos que permitan ahorros energéticos considerables. Estos ahorros energéticos, obtenibles a través del sistema de regulación de caudal, son la base de los problemas fundamentales que se plantean en la práctica industrial.

Los métodos de regulación de caudal se obtienen mediante:

- Modificación de la característica energética o curva de presión-caudal del sistema sobre el que trabaja la bomba.
- Modificación de la característica energética o curva de presión-caudal de la bomba.
- Modificación simultánea de ambas características del sistema y de la bomba.
- Arranque o parada de la bomba.

En todo el problema de regulación de caudal son fundamentales dos aspectos:

- Banda de regulación de caudal necesaria.
Se expresa como el cociente de la diferencia entre el caudal máximo (Q_{max}) y mínimo (Q_{min}) que exige el servicio, respecto del caudal máximo (Q_{max}), en tanto por ciento o tanto por uno.
- Tiempo de funcionamiento para los diversos caudales entre el máximo (Q_{max}) y el mínimo (Q_{min}). Esto se expresa a veces en forma gráfica con la llamada curva monótona de duración de los caudales clasificados.

Las aplicaciones con elevados valores de la banda de regulación de caudal y, con tiempo de funcionamiento alto con caudales bajos, son las que más potencial de ahorro energético tienen.

Para regular el caudal de una bomba se pueden utilizar varios métodos:

- Regulación del caudal por arranque-parada (ON-OFF).
- Regulación del caudal por estrangulamiento de la tubería que conduce el fluido.
- Regulación del caudal por variación de la velocidad de la bomba.
- Regulación de caudal por «by-pass».
- Regulación «on-off» disponiendo de acumulador hidráulico o neumático.

A continuación se pasa a describir estos métodos de regulación del caudal.

9.1 REGULACION DEL CAUDAL POR ARRANQUE-PARADA DE LA BOMBA (ON-OFF)

Para poder aplicar este método de regulación de caudal es necesario que se disponga en la instalación de bombeo de un depósito de almacenamiento suficientemente grande, de tal forma que, durante los períodos de bomba en marcha, se esté bombeando el líquido de que se trate con el máximo rendimiento, mientras que en los períodos de bomba parada no se producen pérdidas de ningún tipo, ni efecto útil.

En realidad, la base de este método consiste en el almacenamiento de líquido en un depósito de regulación (o acumulación) y, a partir de este depósito, realizar posteriormente la distribución de acuerdo con las necesidades del proceso en los diferentes puntos.

Este método, que no precisa de aclaraciones adicionales, se emplea exclusivamente en circuitos abiertos de bombeo a depósitos reguladores, tal y como sucede en las conducciones de agua municipales u otras semejantes. Debe preverse una capacidad extra de las bombas en la instalación de bombeo, de tal forma que puedan existir períodos de parada de bomba puesto que, durante los períodos de bomba en marcha, se ha de suministrar la cantidad de agua suficiente para las necesidades del programa.

9.2 REGULACION DE CAUDAL POR ESTRANGULAMIENTO DE LA TUBERIA POR LA QUE CIRCULA EL LIQUIDO

Esto se obtiene por medio de una válvula V que va montada en la tubería de impulsión de la bomba, tal y como se ve en la figura 9.1. Cerrando esta válvula V , se produce una pérdida de carga adicional, la cual cambia la altura manométrica total del sistema y, en consecuencia, la característica dinámica de la instalación de bombeo $H_s(Q)$.

La estación de bombeo, incluyendo la bomba y las conducciones, vuelve a recuperar su equilibrio cuando la altura de bombeo de la bomba, H , se hace igual a la del circuito H_s . Se puede, en este caso decir:

$$H = H_s = H_a + H_{dy} + h_{va}, \quad \text{donde:}$$

- H_a : Es la altura estática del sistema.
- H_{dy} : Es la altura dinámica del sistema.
- h_{va} : Es la pérdida de carga adicional variable introducida artificialmente en el sistema por medio de la válvula V . Haciendo variar la pérdida de carga h_{va} por medio de la válvula V , se cambia el caudal suministrado por la instalación de bombeo dentro de un rango de control ΔQ , tal y como se ve en la figura 9.1. La situación que produciría el cierre total de la válvula se representa por una posición vertical de la curva $H_{va}(Q)$, que está solapada sobre el eje de ordenadas OH , para la cual $Q = 0$ (caudal nulo).

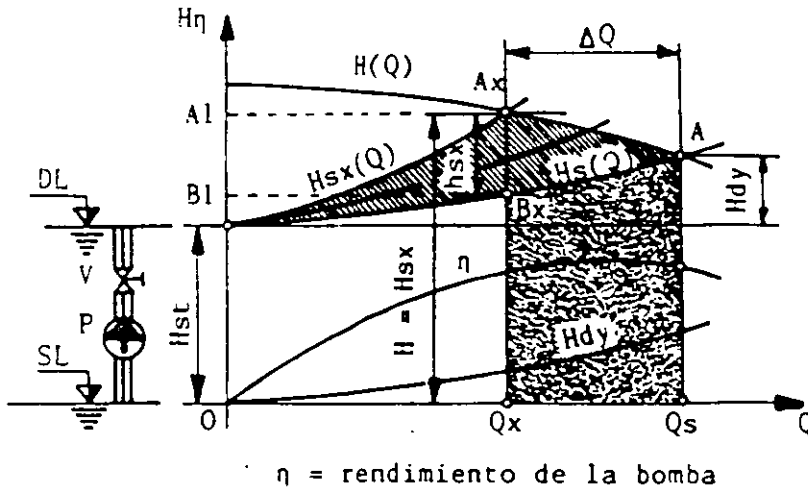


FIGURA 91 Regulación del caudal por estrangulamiento.

La pérdida de energía asociada al proceso de regulación por estrangulamiento se representa por el área del rectángulo $A_1 B_1 B_x A_x$ de la figura, ya que h_{sx} es la pérdida de carga artificial que está introduciendo la válvula de regulación, que produce el estrangulamiento en el caso de que se regule el caudal desde el valor Q_s hasta el valor Q_x .

Además, se puede observar que, en la curva de rendimiento, se produce una importante caída del mismo. Conviene recordar aquí que las áreas son las potencias hidráulicas, como se ha indicado en el apartado 7.2.

El proceso de control a través de válvulas ofrece la ventaja de utilizar componentes estructuralmente simples, pero tiene el gran problema de que produce pérdidas de energía elevadas, lo que hace descender de forma importante el rendimiento global de la planta.

Las ecuaciones que representan las pérdidas de carga del sistema se ven corregidas con el término h_{sx} que también evoluciona en función del cuadrado del caudal.

9.3 REGULACION DE CAUDAL POR VARIACION DE LA VELOCIDAD DE LA BOMBA

Tal y como se ha indicado en el apartado 5.5, se puede ver que las características presión-caudal ($H-Q$) de una bomba son modificables, haciendo variar la velocidad de giro del eje de la misma.

Por otro lado, en el apartado 5.4 se ha visto que la curva presión-caudal tiene una expresión parabólica fácilmente ajustable a partir de los datos de catálogos del fabricante.

Teniendo en cuenta estos dos aspectos se obtendrían ecuaciones de la forma:

$$H = A \cdot n^2 + B \cdot Q \cdot n + C \cdot Q^2, \quad \text{donde:}$$

H : Altura manométrica.

Q : Caudal de bombeo.

n : Parámetro de velocidad que da la familia de curvas.

A, B, C : Coeficientes propios de dicha familia de curvas.

Se obtiene, en consecuencia, una familia de curvas paramétricas en función de dicho parámetro n , de modo que cada una de las curvas de esta familia se podría obtener para una determinada velocidad en el eje, tal y como se indica en la figura 9.2.

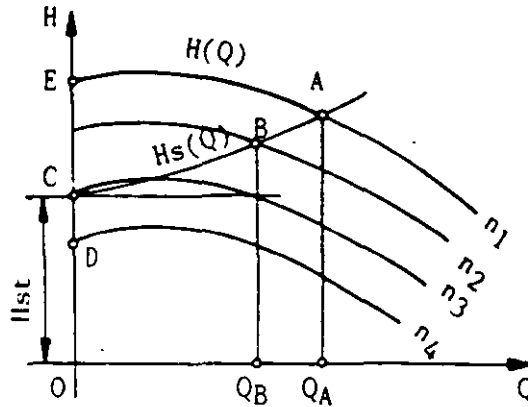


FIGURA 9.2 Regulación del caudal por variación de velocidad en la bomba.

Si se tiene una curva $H_s(Q)$ de característica del circuito hidráulico, se ve que se puede con mucha más facilidad ajustarse a los puntos de funcionamiento correspondientes a los caudales Q_B o Q_A , sin tener que acudir a la regulación por estrangulamiento, sin más que haciendo variar la velocidad en el eje.

En estos casos, además, no existe el área citada en el apartado anterior que representaba la pérdida hidráulica neta en el estrangulamiento y además, la curva rendimiento-caudal también se desplaza, pudiendo trabajarse en las inmediaciones del punto de mejor rendimiento, tal y como se ve en la figura 9.3 donde aparecen las colinas de rendimientos y la forma en que dichas colinas se desplazan.

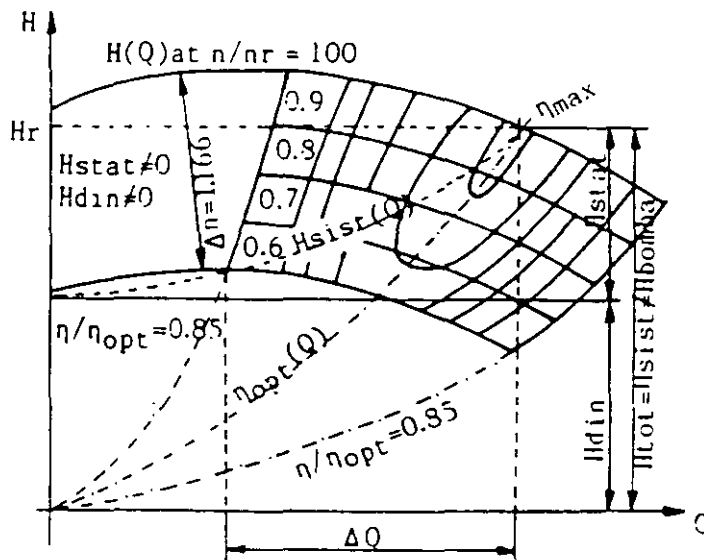


FIGURA 9.3 Regulación de caudal por variación de velocidad en la bomba. Curvas de rendimiento.

Si empleamos el método analítico de cálculo (ver 7.4), realizaremos los cálculos de intersección de características del circuito y de la bomba, obteniéndose para los caudales parciales la velocidad n adecuada para lograr regular el caudal, sin necesidad de estrangulamiento y en consecuencia obtener un mejor rendimiento. Este método es el que ofrece las mejores prestaciones en cuanto a eficiencia energética en la instalación de bombeo, aunque requiere, lógicamente, inversiones en equipos que pueden llegar a ser importantes.

En el Capítulo 16 se verán los diversos métodos para regulación de velocidad.

9.3.1 Diferente efecto de este método para sistemas abiertos y cerrados

El comportamiento del sistema de regulación de caudal por variación de velocidad es diferente en el caso de sistemas abiertos y cerrados. En ambas situaciones la banda de regulación de velocidad para lograr una regulación de caudal determinada es diferente. Vamos a estudiar, apoyándonos en el método analítico, ambos casos.

A) Sistema abierto

Presentemos el caso de un sistema en el que las pérdidas de carga de la conducción son tan bajas, que podemos suponer que la característica presión-caudal del sistema es una recta horizontal en el plano H , Q y cuya ordenada es igual a H_s , que es la altura estática o geométrica del sistema.

Luego la característica del sistema es:

$$H = H_s$$

La curva de presión-caudal generada por la bomba o característica energética de la misma está dada por la ecuación ya conocida:

$$H = A \cdot n^2 + B \cdot n \cdot Q + C \cdot Q^2$$

En el punto de funcionamiento se cumplirá que:

$$H_s = A \cdot n^2 + B \cdot n \cdot Q + C \cdot Q^2$$

Si deseamos ver qué velocidad hace falta para obtener un caudal Q determinado, bastará despejar n de la ecuación anterior (cuadrática en n).

El valor de n que se obtiene es:

$$n = \frac{-B \cdot Q \pm \sqrt{Q^2 \cdot (B^2 - 4 \cdot A \cdot C) + 4 \cdot A \cdot H_s}}{2A}$$

Se descarta la solución con signo negativo por no tener sentido físico.

Vamos a ver en esta ecuación la velocidad que es precisa en la bomba para tener caudal nulo. Haciendo $Q = 0$ resulta que:

$$n = \frac{\sqrt{4 \cdot A \cdot H_s}}{2A} = \sqrt{\frac{H_s}{A}}$$

por debajo de esta velocidad no tiene sentido bajar, pues el caudal ya ha llegado a su mínimo valor que es cero.

Por lo tanto vemos que, para obtener una regulación de caudal desde el valor nominal hasta el valor nulo, no es necesario hacer bajar la velocidad de la bomba hasta cero.

B) Sistema cerrado

En este caso las pérdidas de carga son función directa del caudal que pasa en cada momento, elevado al cuadrado, y no hay altura geométrica o estática que vencer.

La característica del sistema se puede representar por una ecuación de la forma:

$$H = K \cdot Q^2$$

La curva de presión-caudal que genera la bomba sigue representada por la ecuación del párrafo anterior.

$$H = A \cdot n^2 + B \cdot n \cdot Q + C \cdot Q^2$$

En el punto de funcionamiento se cumplirá que:

$$K \cdot Q^2 = A \cdot n^2 + B \cdot n \cdot Q + C \cdot Q^2$$

Si deseamos saber qué velocidad hace falta para obtener un caudal Q determinado bastará despejar n de la ecuación anterior, obteniendo el siguiente valor:

$$n = \frac{-B \cdot Q + \sqrt{B^2 \cdot Q^2 - 4A(C - K)Q^2}}{2A} =$$

$$= Q \left[-\frac{B + \sqrt{B^2 - 4A(C - K)}}{2A} \right]$$

Observamos que la expresión encerrada entre paréntesis tiene un valor constante para cada bomba y sistema; por lo tanto, habrá en este caso una proporcionalidad directa entre el caudal obtenido y la velocidad para la que se obtiene.

9.4 REGULACION DE CAUDAL POR DERIVACION O BY-PASS

Se logra esta regulación mediante una válvula auxiliar montada en un tubo en derivación con la bomba (by-pass). De este modo, parte del caudal que pasa a través de la bomba se devuelve al lado de succión (ver figura 9.4.a).

En la figura 9.4.b $H_s(Q)$ es la curva caudal-presión del sistema principal y $H_{der}(Q)$ es la curva caudal-presión del by-pass o derivación. Sumando las dos características en abscisas o en caudal tenemos la característica resultante $H_r(Q)$. El corte de ésta con la curva de la bomba $H(Q)$ nos dará el punto de funcionamiento (punto A_1).

En este punto tenemos que el caudal total Q_3 que pasa por la bomba es mayor que el caudal Q_2 que pasaba cuando no existía el by-pass o estaba cerrado. Sin embargo, este caudal Q_3 se subdivide de acuerdo con la expresión:

$$Q_3 = Q_{der} + Q_r$$

Q_{der} : Caudal derivado por el by-pass a la succión.

Q_r : Caudal útil regulado.

A medida que abrimos o cerramos la válvula V del by-pass, desplazamos su curva hacia la derecha o hacia la izquierda. Con la válvula del by-pass totalmente cerrada, la curva $H_{der}(Q)$ se confunde con el eje de ordenadas y el by-pass no hace efecto alguno.

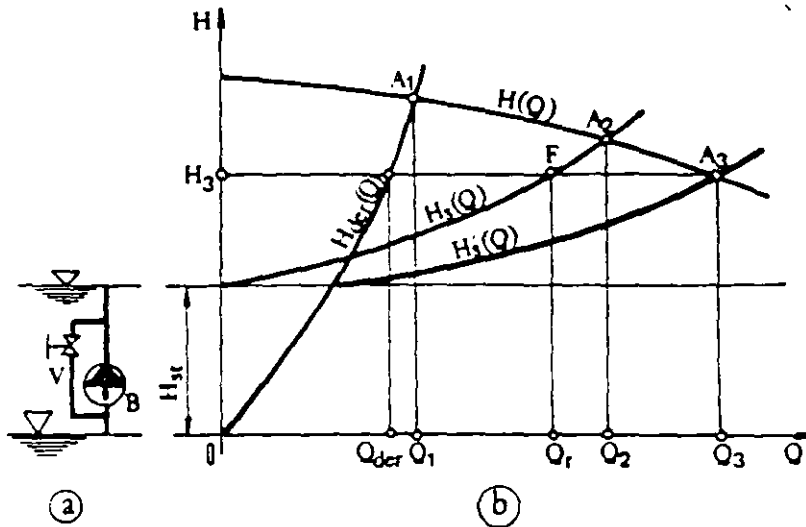


FIGURA 9 4 Regulación por derivación.

En una primera aproximación, las pérdidas en el by-pass están en este caso representadas por el área $F Q, A_3 Q$, y la potencia útil por el área $H_3 F Q, O$.

Uno de los problemas que tiene este método de regulación de caudal, es que hacemos funcionar a la bomba en el punto A_3 , más allá de su punto óptimo de trabajo. Entonces pueden aparecer calentamientos y los rendimientos no son buenos.

9.5 REGULACION «ON-OFF» DISPONIENDO DE ACUMULADOR HIDRAULICO O NEUMATICO

Dentro de los métodos de arranque y parada «on-off» de la bomba vamos a describir los más empleados a base de insertar un elemento acumulador. El control suele estar realizado por un presostato en la mayor parte de los casos. Hay algunas ocasiones en las que esta tarea se deja en manos de un regulador de caudal. Esta aplicación es más bien privativa de bombeos de pequeña capacidad y nos la encontraremos con más frecuencia en los sectores residencial y terciario.

Los acumuladores hidráulicos limitan el número de maniobras de arranque y parada de las bombas y sirven para que éstas no arranquen cuando los caudales bajos pueden ser servidos por el acumulador.

De hecho, en la aplicación explicada en el apartado 7.3.4 «Funcionamiento en un circuito con característica variable» tenemos un caso particular de acumulador hidráulico de gran tamaño.

9.5.1 Tipos de acumuladores hidráulicos

Son diversos los tipos de acumuladores empleados para resolver el problema de la regulación de caudal y se agrupan en las categorías de:

- Acumuladores hidromecánicos.
- Acumuladores hidroneumáticos.

La segunda categoría es la más empleada en la actualidad.

En todos los casos, el acumulador hidráulico está posicionado en derivación sobre la tubería de impulsión inmediatamente a la salida de la bomba, y como ya se ha indicado más arriba, siempre habrá un elemento de control.

A. ACUMULADORES HIDROMECAÑICOS

Almacenan la energía hidráulica, que se ha transformado en mecánica, mediante la compresión de un elemento mecánico bien sea un muelle o una membrana.

En los de muelle un pistón se mueve dentro de una cámara cilíndrica comprimiendo más o menos el muelle en función de la energía y el volumen de agua almacenados.

En los de membrana, el volumen limitado por ésta al aumentar, tensiona las paredes de la misma acumulando así la energía de presión.

B. ACUMULADORES HIDRONEUMÁTICOS

La energía almacenada se transforma en mecánica y comprime un gas (aire o nitrógeno). Aparecen dos tipos normalmente:

- El de diafragma de separación, cuyo principio de funcionamiento se ve claramente en la figura 9.5 que sigue. El líquido a presión está separado del gas por la membrana, lo cual tiene las ventajas de:
 - Evitar la pérdida del gas presurizador, en el caso de una pérdida inevitable de agua debida a un fallo de servicio.

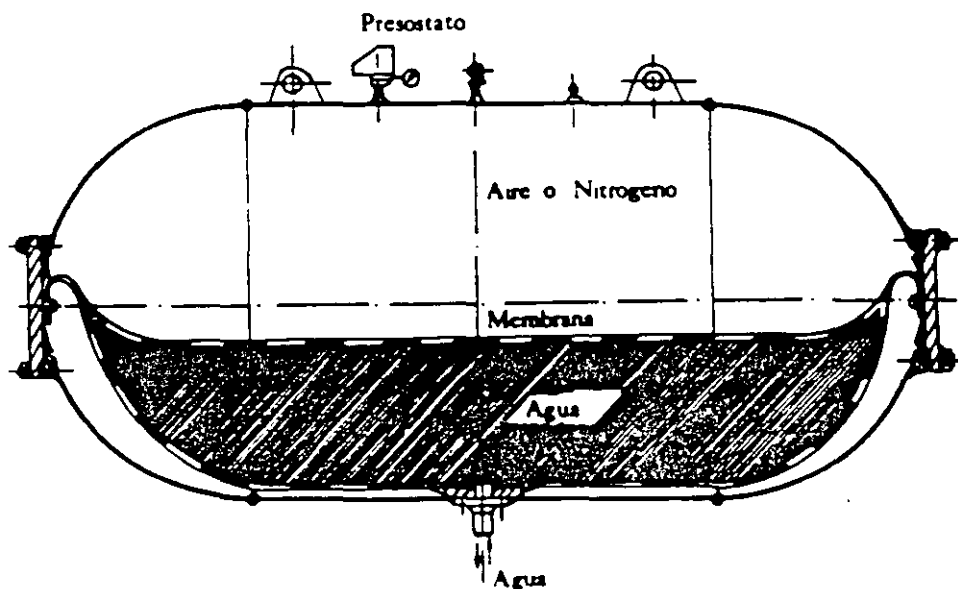


FIGURA 95 Acumulador hidroneumático de membrana.

- Evitar la contaminación del agua, en el caso de su empleo en sistemas de agua potable. A medida que el líquido llena la cámara, disminuye el volumen dedicado al gas dentro del tanque y su presión aumenta de acuerdo con la ley de Boyle-Mariotte. Al llegar la presión al valor prefijado, el presostato para a la bomba, haciendo que las posteriores demandas de agua sean las procedentes del volumen acumulado a presión. Cuando esta presión baje de un valor de consigna ésta será detectada por el presostato y la bomba arrancará de nuevo.
- Acumulador hidroneumático convencional. Se representa en la figura 9.6.

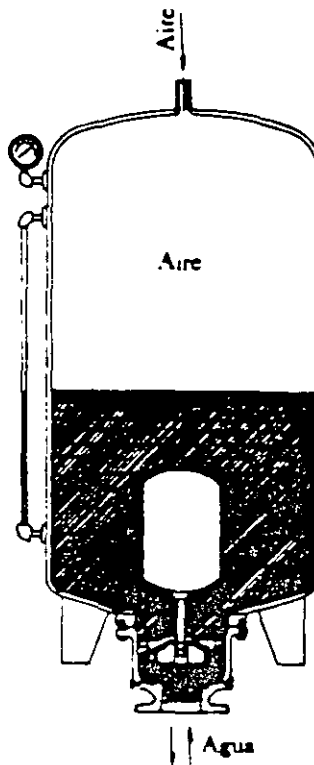


FIGURA 9.6 Acumulador hidroneumático convencional.

Aquí ya no hay separación entre el líquido y el aire presurizador mediante una membrana. La válvula especial que está al pie del tanque impide un vaciado total del agua contenida en él. Esto sería desastroso pues se perdería la presión del aire, que es el acumulador energético empleado.

En el apéndice A se esboza el método de elección de estos equipos.

9.6 OTROS METODOS DE REGULACION

Como métodos mucho menos empleados en bombas normales tenemos.

9.6.1 Con distribuidor con paletas orientables

Empleable en bombas centrífugas. Este distribuidor formado por una corona de álabes estacionarios cuya orientación puede cambiar en función del control a realizar, produce un cambio en el ángulo α , de incidencia del fluido en el rodete, con lo cual se producirán pérdidas mucho menores en la entrada y, por lo tanto, se logrará que la bomba sea más eficiente a caudales bajos.

9.6.2 Con rodete de álabes orientables

Sólo empleable en algunas bombas axiales de tamaño grande en las que sea justificable esta medida. Con este método tenemos la posibilidad de variar los ángulos internos del rodete en función de los diferentes caudales, por lo que se hace la regulación más eficiente.

6. La cavitación en bombas

Vamos a dedicar este capítulo al estudio del fenómeno de la cavitación en bombas. La cavitación constituye sin duda uno de los problemas más serios que pueden aparecer en bombas, y acarrea fundamentalmente:

- Disminución del rendimiento energético.
- Desgastes y envejecimientos prematuros.
- Vibraciones y ruidos.

6.1 DEFINICION

Se entiende por cavitación la formación de burbujas o bolsas de vapor debidas a una ebullición provocada por las bajas presiones que pueden aparecer en algunos lugares de las bombas.

La presión de comienzo del fenómeno es igual a la tensión del vapor del líquido que se está bombeando correspondiente a la temperatura que tiene el líquido.

En su inicio, la cavitación presenta el nacimiento de burbujas que se desplazan e implosionan dentro del líquido en el momento de crecer la presión. Cuando la cavitación es severa aparecen bolsas de vapor importantes.

Las burbujas de vapor llamadas cavidades (de ahí el nombre de cavitación), son conducidas por la corriente hacia regiones que se encuentran a presiones mayores que la crítica, donde los vapores condensan de forma repentina y pueden originar presiones muy fuertes que, en algunos casos, alcanzan decenas, cientos o miles de bares. Estas variaciones grandes de la presión pueden originar daños mecánicos muy importantes a las conducciones y a los equipos de bombeo.

La cavitación es, más o menos, un fenómeno similar al de ebullición de los líquidos. Cuando se habla de cavitación nos referimos a las discontinuidades generadas por la variación de los parámetros hidrodinámicos y cuando se habla de ebullición nos referimos a las cavidades microscópicas originadas por variación del flujo de calor hacia la masa del líquido en ebullición. Tanto en un caso como en el otro, el crecimiento de dichas cavidades se debe a un desequilibrio entre las presiones interior y exterior. En el caso de la cavitación, la causa del desequilibrio de presión es el descenso de la presión exterior mientras que, en el caso de ebullición, la causa del desequilibrio de presión es el aumento de la presión interior como consecuencia del cambio de estado.

6.2 ANALISIS DE LAS CONDICIONES POR LAS QUE SE PRODUCE LA CAVITACION

En la figura 6.1 se puede ver esquemáticamente el nivel de aspiración y el cuerpo de una bomba. Si se aplica la ecuación de Bernoulli entre el punto 1 (superficie libre del depósito inferior de aspiración) y el punto 2 (entrada al rodete de la bomba), se tiene:

$$\frac{p_{atm}}{g \cdot \sigma} = \frac{v^2}{2g} + \frac{p}{g \cdot \sigma} + h_s + h_f$$

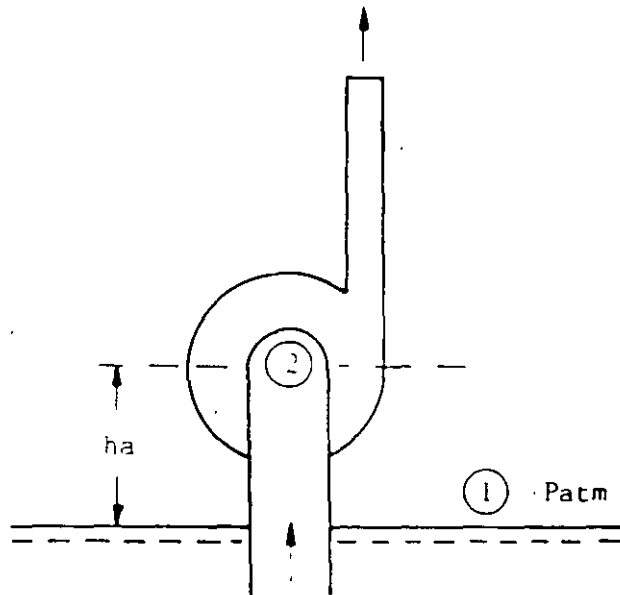


FIGURA 6.1 Estudio de la cavitación.

La presión existente en la entrada del rodete viene dada por la siguiente expresión:

$$p = p_{atm} - \frac{v^2}{2g} \cdot \sigma \cdot g - g \cdot \sigma \cdot h_s - g \cdot \sigma \cdot h_f$$

Los significados de los símbolos que aparecen en esta expresión se han visto anteriormente. Si los valores negativos son elevados se crean presiones inferiores a la atmosférica, e, incluso, se podría llegar a alcanzar el vacío, teóricamente.

En la práctica, el vacío no llega a establecerse, ya que se satura la cavidad con vapor, de acuerdo con la tensión de vapor correspondiente a la temperatura a la que se encuentra el agua.

Por lo tanto, para evitar la aparición de cavidades llenas de vapor de agua se ha de cumplir:

$$p_{atm} - \frac{v^2}{2g} \cdot g \cdot \sigma - g \cdot \sigma \cdot h_s - g \cdot \sigma \cdot h_r > f(t)$$

El significado de $f(t)$ es el de la tensión de vapor correspondiente a la temperatura t .

La formación de cavidades con vapor erosiona al rodete, originándose consecuencias ya indicadas anteriormente tales como:

- Menor caudal.
- Peor rendimiento.
- Ruidos y vibraciones.
- Acortamiento en la vida del rodete.

Los rodetes de aleación especial son los más resistentes a la cavitación, pero al final acaban sufriendo erosiones aunque éstas tarden más en aparecer.

Por otro lado, se puede calcular también el valor de h_s , es decir la máxima altura de aspiración posible para que no se produzca cavitación según la expresión siguiente:

$$h_s < \frac{p_{atm} - f(t)}{\sigma \cdot g} - \frac{v^2}{2g} - h_r$$

En la Tabla 23 del Capítulo 18, vemos los valores de la tensión de saturación del vapor de agua para diversas temperaturas.

En la Tabla 24 del Capítulo 18 vemos la tensión de saturación de diversos líquidos para temperaturas diferentes.

6.3 ESTUDIO DE FORMA PRACTICA DE LA CAVITACION A TRAVES DEL NPSH

El *NPSH* (net positive suction head) es el término utilizado en la literatura técnica anglosajona para determinar las características que se deben dar a la aspiración de una bomba. Por definición, el *NPSH* es la presión total disponible en el centro de la bomba corregida por la tensión de vapor, expresada en metros:

$$NPSH = \frac{p_{atm}}{g \cdot \sigma} - \frac{f(t)}{g \cdot \sigma} \pm h_s - h_r \quad \text{donde:}$$

El significado de los símbolos que aparecen en esta expresión se ha indicado anteriormente. Por lo que respecta a h_s , su valor puede ser positivo o negativo, según que el nivel de la superficie del líquido se encuentre por encima del eje de la bomba o que se encuentre por debajo.

Se puede hablar de dos tipos de *NPSH*:

- *NPSH* disponible: Es el valor que se calcula por la expresión anterior, en función de la instalación elegida para la bomba y en función de la temperatura del fluido, una vez que se adquiere el calentamiento de régimen. Este *NPSH* es, por lo tanto, calculable.

- *NPSH* de cada bomba. Este valor viene determinado por el fabricante, el cual a su vez lo ha obtenido a través de ensayos. En la práctica y como margen de seguridad a este valor se le añade 0,5 m.

En cualquiera de los casos, si se quiere evitar la existencia de problemas de cavitación, es necesario que se cumpla que el *NPSH* disponible en la instalación de la bomba, sea mayor o igual que el *NPSH* fijado por el fabricante para la bomba que se ha elegido.

6.3.1 Influencia de la altitud sobre la presión atmosférica

La influencia de la variación de la presión atmosférica con la altitud del lugar en el que se instala la bomba es importante. La fórmula aproximada que da la presión atmosférica en metros de columna de agua es la siguiente:

$$P_{atm} = 10,33 - \frac{(h - 500)}{1.000}$$

con h = altitud del lugar en m.

Esta fórmula es válida entre:

$$h = 500 \text{ m.}$$

$$h = 4.000 \text{ m.}$$

Hasta $h = 500$ m podremos tomar $p_{atm} = 10,33$ aproximadamente.

6.3.2 Submergencia del tubo de aspiración

Otro de los aspectos que hay que cuidar, es que el tubo de aspiración esté por debajo de la superficie libre del fluido con una adecuada submergencia, para evitar la formación de vórtices y remolinos que descienden de hecho la superficie del líquido aspirado.

La submergencia se puede calcular por la fórmula:

$$S = \frac{v^2}{2g} + 0,1 \text{ (m)}$$

v : Velocidad de entrada (m/s).

Cuando la submergencia no sea la correcta podremos observar:

- Fluctuaciones de caudal.
- Ruidos y vibraciones con potencia variable en el motor. Se detecta por la corriente en línea.
- Formación de remolinos visibles o bajo superficie.

Cuando se dan estos fenómenos, se podrán resolver:

- Por aumento de la sección de entrada.
- Por colocación de tabiques flotantes o sumergidos.
- Por aumento de la submergencia.
- Por elementos flotantes alrededor de la succión, tales como boyas de plástico, tablas de madera, etc.

6.4 EFECTOS DE LA CAVITACION

La cavitación perturba fuertemente el funcionamiento de las bombas centrífugas. Sus efectos se notan sobre las características, sobre su comportamiento mecánico y sobre la duración útil de la bomba. Los efectos mecánicos están ligados a las implosiones que se producen cuando crece la presión.

Experimentalmente se han llegado a medir variaciones de presión importantes (220 a 300 bar) y, con frecuencia, elevadas (20 a 25 kHz). De hecho algunas de las técnicas de monitorización de la cavitación están basadas en el análisis de los espectros de vibración y de presión tomadas por sensores instalados en la bomba.

6.4.1 Efectos de la cavitación sobre el rendimiento

En la figura 6.2 vemos los efectos de la cavitación sobre la curva de rendimiento-caudal de una bomba centrífuga. Los efectos son más importantes a medida que el fenómeno de la cavitación progresa.

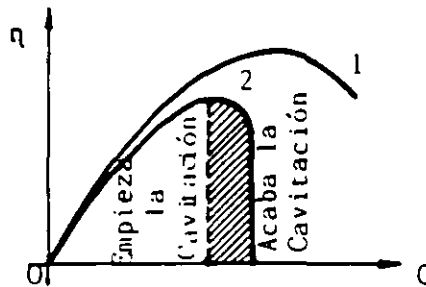


FIGURA 6.2 Efectos de la cavitación sobre el rendimiento.

6.4.2 Efectos de la cavitación sobre las demás características

La cavitación produce un efecto negativo sobre la característica presión-caudal de la bomba. La disminución es más o menos profunda según sean:

- Las características de cada bomba en particular.
- Las características termodinámicas del líquido.

En el caso de las bombas centrífugas con impulsores estrechos, esta disminución es muy fuerte.

En la figura 6.3 representamos las curvas de presión-caudal para una bomba centrífuga, funcionando en condiciones determinadas con una altura de instalación sobre el nivel de aguas abajo de h_{s1} . Las cuatro curvas representadas son para los casos siguientes:

- I. Funcionamiento normal.
- II. Funcionamiento con cavitación cuando $h_s > h_{s1}$, elevando la bomba.
- III. Funcionamiento con cavitación cuando $h_s > h_{s2}$. Siendo $h_{s2} > h_{s1}$, elevando aún más la bomba.
- IV. Funcionamiento con h_s , como en el caso anterior, pero empleando un sistema desaireador para el rodete.

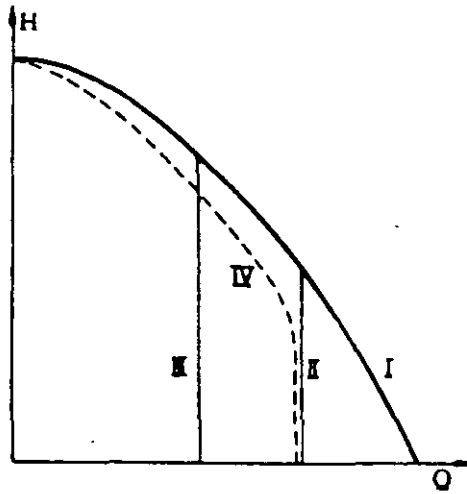


FIGURA 6.3 Efecto de la cavitación sobre la curva de presión-caudal. Efecto de la variación por la elevación de instalación de la bomba.

6.4.3 Efecto de la cavitación sobre el ruido y la vibración

La cavitación está siempre acompañada por un ruido. Este ruido se inicia con leves chasquidos tales como el crepitar del fuego. Si la cavitación progresa, el ruido crece asemejándose al de un molino de bolas. Cuando la cavitación está establecida, el ruido es intenso y continuo.

Hay una relación entre la energía acústica emitida por la cavitación y la energía cinética de la implosión de las burbujas de vapor. Aunque las mediciones de ruido son las que actualmente se emplean para diagnosticar la cavitación, no se ha podido obtener una correlación entre los niveles de ruido y la velocidad de destrucción de un rodete.

Las oscilaciones de presión que causan las implosiones de vapor, quedan desfasadas sobre los álabes diversos del impulsor. Su resultante tiene un cierto valor y, por lo tanto, la bomba está sometida a vibraciones. También el análisis de vibraciones ayuda al diagnóstico de los posibles regímenes de cavitación.

6.4.4 Efectos de la cavitación sobre el mantenimiento y la vida de la bomba

La teoría de la producción de erosiones por cavitación, desde el punto de vista mecánico, basta explicarlas sin tener que ir a interpretaciones químicas o electroquímicas.

Las variaciones bruscas de presión en la zona de implosión, hacen sufrir al material fatiga por esfuerzos alternos. Estas fatigas abren los granos del metal provocando fisuras en el cemento intergranular. Entonces, los granos son arrancados y la erosión progresa paulatinamente. El aspecto de las superficies erosionadas puede llegar a mostrar cavernas importantes.

Se ha tratado de correlacionar la calidad de los materiales con la resistencia a la cavitación. Sin embargo, debe de quedar bien claro que, mejorando el material, alargaremos la duración del impulsor pero no habremos resuelto el problema base que es el de la existencia del fenómeno de cavitación, debido a las bajas presiones en la aspiración.

Los materiales empleados para fabricar rodetes no tienen la misma resistencia a la cavitación. En particular, las heterogeneidades en la distribución del grano, favorecen la aparición de cavidades pequeñas y son desfavorables ante la cavitación.

Por contra, la estructura homogénea con grano fino con un cemento intergranular muy resistente es la más favorable.

Las mejores aleaciones son las que tienen un límite de fatiga elevado.

Clasificaremos una serie de materiales en orden creciente con respecto a la cavitación:

Fundición gris.

Bronce ordinario.

Bronce aluminico.

Acero moldeado.

Acero al 13% de cromo.

Acero inoxidable 18/8.

Al igual que lo que ocurre en la resistencia a la fatiga mecánica, las ranuras, ángulos vivos, cambios bruscos de sección son perjudiciales ante la cavitación.

Desde el punto de vista térmico, la rápida compresión del vapor contenido en las bolsas de cavitación, lleva a un aumento rápido de la temperatura que puede ocasionar, a veces, la microfusión de partículas del material. Esta sollicitación adicional también ayuda a la corrosión.

6.5 DETERMINACION EXPERIMENTAL DEL NPSH, REQUERIDO POR UNA BOMBA

Como ya se ha indicado en este capítulo, el *NPSH* que necesita una bomba para que no exista cavitación está determinado experimentalmente. En la figura 6.4 que sigue, aparece una disposición esquemática de la instalación necesaria.

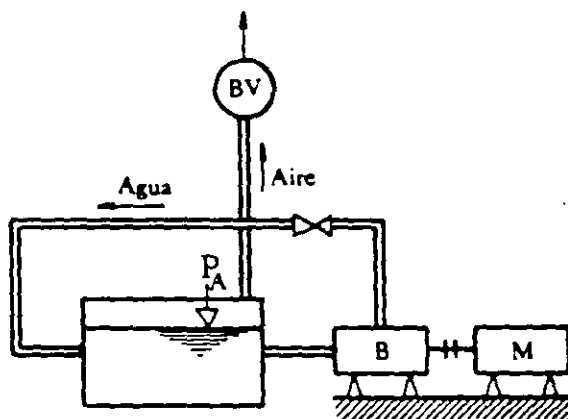


FIGURA 6.4 Determinación del NPSH requerido por una bomba.

B. Bomba que se ensaya.

M. Motor de arrastre.

BV. Bomba de vacío.

P_A . Presión en la superficie libre del depósito de alimentación.

Se opera llevando a la bomba a diversos puntos de funcionamiento, y en cada uno de ellos, se va disminuyendo P_A mediante la bomba de vacío B_v .

En cuanto se observe el inicio de cavitación se anota la presión P_A para la que ocurre y se calculará, para la situación de instalación concreta de laboratorio, el valor de $NPSH$ de acuerdo con la fórmula:

$$NPSH = \frac{P_A}{g \cdot \sigma} - \frac{f(t)}{g \cdot \sigma} \pm h_s - h_f$$

Operando con puntos de funcionamiento variables obtendremos la curva que da:

$$NPSH = f(Q)$$

que aparecerá en el catálogo para cada tipo de bomba (ver Figura 5.6.1).

6.6 MEJORA DE LOS SISTEMAS EN LOS QUE EXISTE CAVITACION

Tenemos dos formas básicas de mejora:

- Mejorar el $NPSH$ que da el sistema.
- Reducir el $NPSH$ que exige la bomba.

Veamos algunas medidas para lograrlo.

Para mejorar el $NPSH$ disponible en el sistema se podrá:

- a) Subir el nivel del líquido.
- b) Bajar la bomba. Emplear una bomba vertical con el impulsor a nivel más bajo.
- c) Reducir las pérdidas de carga en la tubería de succión. Además reduciremos los costes energéticos.
- d) Emplear una bomba «booster» en la aspiración, que podrá ser de baja presión.
- e) Enfriar el líquido. A veces bastará tomarlo de otro lugar, en un río de un nivel más profundo.
- f) Codos en la aspiración de gran radio de curvatura.
- g) Velocidad en la aspiración entre 0,5 y 1 m/s.
- h) Tubería de aspiración ascendente hacia la bomba. Los tramos horizontales se pondrán al menos con el 2% de pendiente ascendente.
- i) El cono de transición entre tubo de aspiración y boca de entrada de la bomba se hará excéntrico para evitar bolsas de aire.
- j) Asegurar la hermeticidad de la tubería de aspiración.

Para reducir el $NPSH$ que exige la bomba, bastará:

- a) Emplear bombas de velocidades más bajas. El problema es que una bomba a menor velocidad puede ser más costosa y de peor rendimiento.
- b) Emplear impulsor de doble succión.
- c) Emplear impulsor con ojo de aspiración más grande, ya que las velocidades de entrada al impulsor disminuyen.
- d) Emplear bomba de tamaño más grande, ya que al operar con menor caudal, baja el $NPSH$ que requiere. El problema es que los rendimientos se reducen.
- e) Emplear varias bombas más pequeñas en paralelo, pues requieren menores valores de $NPSH$.
- f) Acoplar un impulsor auxiliar previo delante del impulsor propio de la bomba, de esta forma se reduce el $NPSH$ requerido a un 50% de su valor inicial. Esto sólo es posible con ciertos tipos constructivos.

6.7 INFLUENCIA DE LOS GASES EN LA CAVITACION

El agua, antes de pasar por la bomba, se supone que ha estado previamente en contacto con el aire a través de una superficie libre y durante cierto tiempo. Por lo tanto, contendrá una pequeña parte de aire disuelto que, de acuerdo con la ley de Henry, varía con la temperatura y con la presión.

Por otro lado en el agua, a medida que se acerca a la boca de entrada del impulsor, la presión disminuye por lo que el aire previamente disuelto comienza a desprenderse progresivamente en forma de burbujas, antes de que comience la vaporización propia del fenómeno de cavitación. Hay pues una tendencia a que la cavitación aparezca antes pero, como la cantidad de gas disuelto en el agua es muy limitada, este fenómeno no tiene consecuencias importantes.

CAPITULO 6 :
OPORTUNIDADES DE AHORRO DE
ENERGIA

Antecedentes

Registrado en el Directorio Nacional de la Secretaría de Agricultura y Recursos Hidráulicos (SARH) existe un total de 30 mil 845 obras de riego pequeñas y medianas que abarca 1.9 millones de hectáreas y beneficia a 519 mil usuarios aproximadamente. De este total, un poco más de 25 mil sistemas son de riego por bombeo e irrigan más de un millón de hectáreas. El resto, poco más de cinco mil sistemas, se riega por gravedad mediante presas de almacenamiento y derivadoras, o manantiales. Estos sistemas riegan 825 mil hectáreas y benefician a más de 300 mil productores.

La superficie irrigada por pequeñas y medianas obras se complementa con 22 mil 500 unidades de riego que no están registradas en el Directorio Nacional de la SARH y que construyeron los propios usuarios. Estas unidades cubren 900 mil hectáreas y benefician a cerca de 30 mil productores. Se estima que de ellas, 21 mil 900 obras corresponden a pozos que riegan 865 mil hectáreas; las otras 600 utilizan distintos tipos de aprovechamientos superficiales para el riego de 35 mil hectáreas.

Cuadro 1.
Obras de riego pequeñas y medianas.

	Sistemas por bombeo	Hectáreas regadas (miles)	Sistemas por gravedad	Hectáreas regadas (miles)	Usuarios beneficiados
Registradas	25,564	1,075	5,281	825	519,000
No registradas	21,900	665	600	35	30,000
Total	47,464	1,940	5,881	860	549,000

Hasta 1990, la energía eléctrica utilizada en los sistemas de riego por bombeo estuvo altamente subsidiada lo que contribuyó en buena medida a provocar, además de un uso irracional de la energía

eléctrica y del agua bombeada, disminución paulatina de las reservas subterráneas al sobreexplotar los acuíferos; abatimiento acelerado de los niveles de bombeo y el consiguiente deterioro de la calidad del agua.

Todo esto ocasionó, además, la degradación progresiva de algunas unidades de producción agrícola por utilizar agua de menor calidad; el establecimiento de cultivos que no pueden competir con los precios internacionales debido a la ineficiente operación de los sistemas; e incremento en el consumo de energía eléctrica por el abatimiento en los niveles del acuífero.

Con el fin de revertir esta situación, la tarifa de la energía eléctrica utilizada en los sistemas de riego por bombeo (tarifa 09) se modificó. Así, el 29 de mayo de 1990, el costo del kilowatt/hora consumido aumentó 148 por ciento y, a partir del 12 de noviembre del mismo año, tuvo un incremento acumulativo del tres por ciento mensual. El 24 de febrero de 1993, este incremento se redujo a sólo el 0.5 por ciento mensual; para esa fecha el aumento había alcanzado alrededor del 460 por ciento con respecto al precio inicial (anterior a mayo de 1990). En octubre de 1993 se suspendió el deslizamiento de la tarifa y finalmente quedó como se muestra a continuación.

Cuadro 2.
Precio de la tarifa eléctrica 09 vigente a partir de octubre de 1993.

Consumo en Kwh	Tarifa en nuevos pesos
0 - 5,000	0 10496
5,001 - 15,000	0 12548
15,001 - 35,000	0 13850
35,001 - a más	0 15378

Fuente: Comisión Federal de Electricidad

Inicio del Programa

El Programa se pone en marcha con el fin de propiciar un uso más eficiente y racional del agua y la energía eléctrica; así como de corregir las distorsiones generadas en los acuíferos, pozos, sistemas de bombeo, sistemas de riego y en el proceso productivo.

En forma paralela, el Programa busca alcanzar un desarrollo sostenible mediante acciones concretas que ayuden a conservar los recursos no renovables; recuperar los degradados; aumentar la productividad agrícola; conservar los empleos existentes y generar nuevos; elevar el nivel de vida en el medio rural; preservar el ambiente; y conservar la biodiversidad.

Normas y procedimientos

Los usuarios elegibles para participar en el Programa son los que tienen pozos inscritos en el Registro Público de Derechos de Agua o los que legalmente tienen derecho a hacerlo.

A los usuarios elegibles que operan pozos azolvados y/o incrustados, así como sistemas de bombeo con baja eficiencia (menor o igual a 40 por ciento), el Gobierno Federal los apoya con el 50 por ciento del monto que inviertan, hasta por 100 mil nuevos pesos, para mejorar la productividad hidráulica del pozo y elevar la eficiencia electromecánica del sistema de bombeo.

A los usuarios elegibles que operan pozos con buena productividad hidráulica y sistemas de bombeo con eficiencia electromecánica superior al 40 por ciento, el Gobierno Federal los apoya con el 50 por ciento de la inversión que dichos usuarios realicen, hasta por 100 mil nuevos pesos, en obras de desarrollo parcelario, tales como, estanques reguladores en pozos de bajo gasto, revestimiento de canales, con-

ducciones entubadas y nivelación de tierras, así como en la adquisición e instalación de sistemas de riego con tubería de compuertas y presurizados

En el caso de que en una misma unidad de riego los usuarios participen en la rehabilitación del conjunto pozo-sistema de bombeo y en trabajos de desarrollo parcelario, éstos reciben como apoyo federal una bonificación del 50 por ciento de la inversión que realicen hasta por 150 mil nuevos pesos.

El propósito específico del Programa de Uso Eficiente del Agua y la Energía Eléctrica es lograr el rendimiento óptimo de los pozos y de los sistemas de bombeo para riego agrícola, así como introducir sistemas modernos de riego que propicien el ahorro del agua y energía eléctrica.

Mucha energía que actualmente se pierde al operar sistemas de bombeo con baja eficiencia, puede ser recuperada para satisfacer las crecientes demandas energéticas de otras áreas, o bien para sustituir algunas fuentes de generación de electricidad que resultan agresivas para el medio ambiente.

Para determinar la eficiencia electromecánica de los sistemas de bombeo instalados en los pozos, la CNA realiza mediciones en campo de los parámetros hidráulicos y eléctricos; los primeros precisan el nivel estático, nivel dinámico, carga total a vencer y gasto; y los segundos, el voltaje, amperaje y factor de potencia

Con estos parámetros, medidos en campo, se determinan las eficiencias con las que están operando los sistemas de bombeo. Si resultan inferiores o iguales al 40 por ciento, se recomienda a los usuarios que realicen un diagnóstico detallado en el equipo de bombeo, el pozo, el motor, la instalación eléctrica y la obra civil. Para ello es necesario extraer el equipo de bombeo, así como introducir en toda la longitud del pozo una cámara de video para conocer el estado en

que se encuentra la estructura del ademe ya que, entre otras cosas, puede estar azolvada, incrustada, rota o corroída.

El diagnóstico del pozo y de las partes que integran el sistema de bombeo determinan los pasos a seguir en cuanto a su rehabilitación y/o sustitución, con el propósito de mejorar la producción hidráulica del primero y la eficiencia electromecánica del segundo.

El alcance de los trabajos de rehabilitación requeridos para lograr el incremento en la producción hidráulica del pozo, así como la elevación de la eficiencia en los sistemas de bombeo son corresponsabilidad del usuario y de la empresa que realiza los trabajos. Sin embargo, la CNA asesora al productor, le bonifica el 50 por ciento de la inversión que hasta por 100 mil nuevos pesos haya realizado y, además, verifica lo siguiente:

- Que la limpieza, desincrustación y/o reforzamiento del ademe del pozo se haya realizado adecuadamente, para lo cual se hace una videograbación de toda la longitud del pozo, una vez que los trabajos estén terminados.
- Que los sistemas de bombeo rehabilitados cumplan con los valores de eficiencia electromecánica, en función de la potencia del motor eléctrico que se muestra en el Cuadro 3. Luego de realizados los trabajos de rehabilitación, se miden en el campo los parámetros hidráulicos y eléctricos para determinar la eficiencia alcanzada

Cuadro 3.
Eficiencia electromecánica.

Intervalo de potencias (HP)	Eficiencia electromecánica (%)
7.5 - 20	52
21 - 50	56
51 - 125	60
126 - 350	64

Fuente: DOE/cs-0147, Departamento de Energía de Estados Unidos. *Classification and Evaluation of Electric Motors and Pumps* Febrero de 1980

Planeación

Se eligen las alternativas de acción más concretas a seguir, se determinan los tiempos de ejecución, el logro de objetivos y el monto de los recursos financieros para la aplicación del Programa, definiendo la aportación que corresponde a los usuarios y los apoyos que otorgará el gobierno federal y, en su caso, los gobiernos estatales para rehabilitar los pozos y los sistemas de bombeo

También se realizan trabajos de desarrollo parcelario como la construcción de estanques en pozos de bajo gasto, revestimiento o entubamiento de canales, nivelación de tierras y establecimiento de sistemas de riego con tuberías de compuerta o presurizados.

Organización

A nivel nacional, la Subdirección General de Infraestructura Hidroagrícola de la Comisión Nacional del Agua ejecuta el programa, a través de la Coordinación de Uso Eficiente del Agua y la Energía Eléctrica

Las gerencias regionales de la CNA son las responsables de supervisar y llevar el sistema de información y control del Programa en los estados que les corresponde. Por su parte, los gerentes estatales de la CNA lo ejecutan con el apoyo de las residencias de construcción y/o ingenieros en jefe de los distritos de riego, quienes a su vez son auxiliados por técnicos especialistas en hidráulica, que operan como enlace en el desarrollo del Programa

Las funciones de los especialistas consisten primeramente en difundir el Programa y captar las solicitudes de los usuarios interesados en participar. Se remiten las solicitudes a la Subgerencia de Administración del Agua para que certifique la legalidad de los pozos y se comunica al residente de construcción y/o al ingeniero en jefe de los distritos de riego el listado de pozos elegibles, a fin de que por cuenta y orden de la CNA se realicen las inspecciones previas (Véase Anexo 1).

Una vez definido el listado, se programan y calendarizan las inspecciones previas, en ellas se analizan los parámetros medidos en campo y se verifican las eficiencias electromecánicas determinadas en los sistemas de bombeo. Como resultado, se formulan por separado dos listados de pozos; uno con los que operan con eficiencias electromecánicas menores o iguales al 40 por ciento, y otro con los que tienen eficiencias mayores al 40 por ciento.

Si la eficiencia resultó menor o igual al 40 por ciento, se decide junto con el productor realizar el diagnóstico para determinar la necesidad de rehabilitar el pozo y/o el sistema de bombeo. Si la eficiencia electromecánica es superior al 40 por ciento, se acuerda con el productor el tipo de mejora parcelaria que desee establecer.

Una vez identificados los productores que participarán en el Programa, se entrega al residente y/o al ingeniero en jefe del distrito de riego, el listado de los usuarios que cuentan con recursos y que están dispuestos a participar, con su aportación correspondiente, en los trabajos de rehabilitación para mejorar

la producción hidráulica del pozo, la eficiencia electromecánica, así como la conducción y la aplicación del agua a la parcela

También se hacen convenios con los usuarios que estén dispuestos a participar en trabajos de desarrollo parcelario, ya sea con mano de obra o con una combinación de ésta y recursos económicos. En este caso, también se deberán efectuar visitas de inspección previa para verificar la necesidad de los trabajos y recoger los datos necesarios para el proyecto (Véase Anexo 2).

Las funciones de los participantes en el Programa de Uso Eficiente del Agua y Energía Eléctrica se detallan en el Anexo 3.

Información y control

En cualquier actividad técnica, social y política es necesario establecer un control y darle seguimiento, así como prever su desarrollo futuro. En el caso específico del Programa de Uso Eficiente del Agua y la Energía Eléctrica, que inició su operación en la mayoría de los estados en 1990, fue necesario elaborar el Instructivo de Informes Periódicos y Finales, con los siguientes objetivos:

- Dar seguimiento a las actividades del Programa mediante informes periódicos mensuales, para informar a las instancias responsables, gestionar la bonificación de los recursos aplicados en los trabajos terminados y en los gastos de operación, evaluar el avance y resultados y retroalimentar el Programa.
- Recabar la estadística de los programas anuales desde su inicio hasta el cierre de la administración, mediante los informes finales.
- Dar cumplimiento oportuno al Programa de Mediano Plazo, instituido por la Secretaría de la Contraloría General de la Federación
- Dejar establecido un sistema de información

En relación con los informes periódicos, las gerencias estatales formulan los informes en el mes y día que corresponde y las gerencias regionales, después de revisar la información, la envían a la Coordinación del Programa, mediante el formato del Anexo 4.

Asimismo, se hace una evaluación e informe de los resultados anuales para entregar a los niveles estatal, regional y nacional, de acuerdo con los formatos de Informe Final que se incluyen en el Anexo 5.

Evaluación y beneficios

Las actividades realizadas mediante el Programa deben ser evaluadas con el fin de conocer de manera específica su impacto y medir, hasta donde sea posible, los beneficios logrados, tanto para los usuarios de riego por bombeo agrícola, como para los sectores eléctrico y del agua.

Los beneficios para el usuario son muy claros, ya que al incrementar la eficiencia electromecánica del sistema de bombeo reduce el consumo de energía eléctrica por millar de metros cúbicos extraídos. Además, al hacer más eficiente la conducción y aplicación, se reduce la pérdida de agua y de energía eléctrica. Por otra parte, el incremento de la productividad hidráulica del pozo permite al usuario manejar mayores gastos, lo que se traduce en ahorros en mano de obra por hectárea de riego.

El incremento de eficiencias, así como la aplicación y observancia de la Ley de Aguas Nacionales y de su Reglamento, propiciarán la estabilización de los niveles en los acuíferos sobreexplotados, al mismo tiempo que evitará a los usuarios la necesidad de mayores inversiones en tramos de columna y motores de más potencia para poder seguir utilizando su pozo.

Por otra parte, al medir las extracciones de agua y correlacionarla con la medición de la energía eléctrica consumida, se obtienen índices de productividad de la energía (m^3/kwh), que por ser determinante en el costo de producción de un cultivo, permite al agricultor conocer su rentabilidad.

Para el país, el aumento en la disponibilidad de energía con la misma capacidad instalada representa un importante beneficio, ya que permite al sector eléctrico liberar recursos para su aprovechamiento en otras áreas, además de lograr un incremento en la productividad y ayudar a detener la sobreexplotación de los acuíferos.

Metodología

Como primer paso se realiza una inspección al pozo tan completa como sea posible, revisando que las instalaciones, las conexiones y la instrumentación existentes sean correctas.

Antes de iniciar la medición de los parámetros hidráulicos y eléctricos, se debe registrar la información general relativa a la bomba, el motor, y los instrumentos utilizados para medir: la succión (sonda), la descarga (manómetro), el flujo (orificio o escuadra), la tensión (voltímetro), la corriente (amperímetro), el factor de potencia (factorímetro), la frecuencia de rotación (tacómetro), así como el tiempo de duración de la prueba (Véase Anexo 6).

Medición de parámetros

Los parámetros hidráulicos y eléctricos como son: nivel estático, nivel dinámico, presión a la descarga, pérdidas por fricción, flujo, corriente, tensión y factor de potencia, se miden en campo para determinar con ellos, la carga total y la eficiencia a la que está operando el sistema de bombeo. Estos datos deben ser registrados y calculados, como se indica en el Anexo 7.

La tolerancia máxima permisible combinada (función de los instrumentos de medición empleados durante la prueba) no debe exceder de $\pm 4.5\%$ del valor determinado. La tolerancia se calcula como se indica en el Anexo 8.

Medición de parámetros hidráulicos

- a) La medición del nivel estático (NE) se realiza cuando el pozo no está bombeando, utilizando para ello sondas eléctricas o neumáticas.

(NE) Nivel estático en m

- b) La medición del nivel dinámico (ND) se realiza cuando el pozo se encuentra bombeando, utilizando para ello sondas eléctricas o neumáticas

(ND) Nivel dinámico en m

- c) La medición de la presión a la descarga (Pm) se realiza con el manómetro, colocado inmediatamente después del cabezal de descarga como se muestra en la *Figura 1*. Normalmente la medición se realiza en kg/cm^2 , para transformarla en metros de columna de agua (mca) se multiplica por 10

(Pm) Presión manométrica en mca

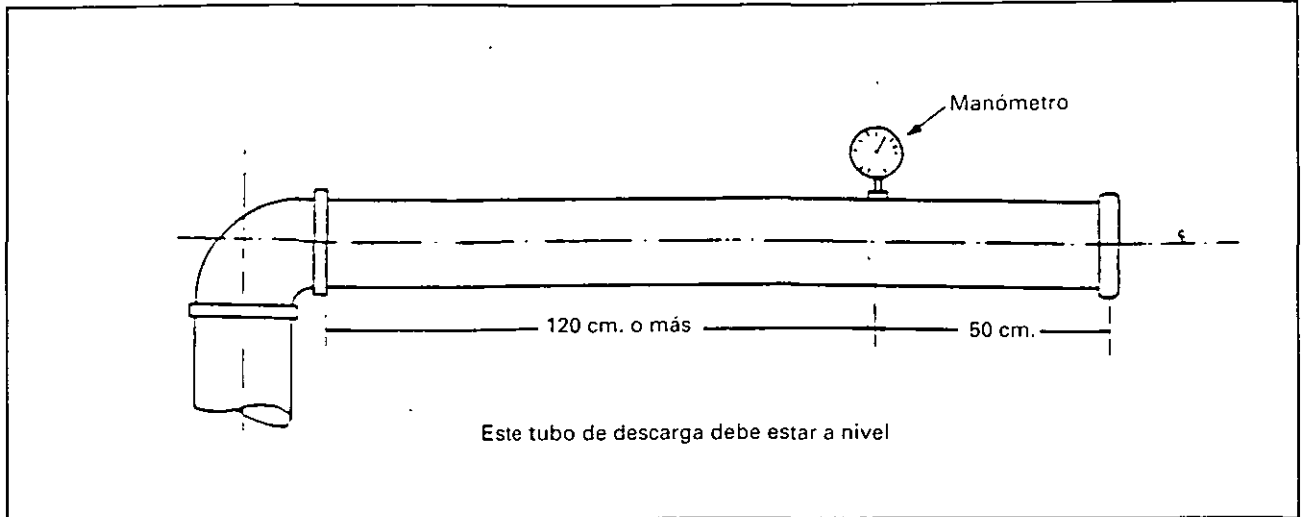
- d) La determinación de las pérdidas por fricción en la columna (hfc) se efectúa por medio de las tablas que proporciona el fabricante o mediante tablas generales como las que se muestran en el Anexo 9.

(hfc) Pérdidas por fricción
en la columna en mca

- e) El cálculo de la carga de velocidad (hv), que es la energía cinética por unidad de peso del líquido en movimiento, se efectúa por medio de la ecuación siguiente:

$$hv = \frac{V^2}{2g}$$

Figura 1.
Medición de la presión a la descarga mediante manómetro.



Donde:

- h_v Carga de velocidad en m
- v Velocidad en m/seg
- g Aceleración de la gravedad en m/seg² (9.81)

f) El cálculo de la carga total (H) se efectúa mediante la suma de la presión a la descarga, el nivel dinámico, las pérdidas por fricción en la columna y la carga de velocidad. Su expresión matemática es:

$$H = P_m + ND + h_{ic} + h_v$$

Donde:

H Carga total en m

En la *Figura 2* se ilustran algunos de estos conceptos.

g) La medición del gasto (Q) se efectúa por medio de los procedimientos que se citan

(Q) Gasto en m³/seg

— Tubo de Pitot

Cuando el sistema de bombeo descarga a una tubería a presión, se utiliza el Tubo de Pitot que es un instrumento que correlaciona la carga de velocidad con el flujo (*Figura 3*)

— Orificio calibrado

Cuando el sistema de bombeo tiene descarga libre, que es el caso más generalizado en riego agrícola, el gasto se mide con la placa de orificio, instalada entre dos bridas en el extremo de la descarga (*Figura 4*). La tubería debe estar a nivel y el manómetro se coloca más o menos a 50 cm aguas arriba del orificio; no debe existir ningún codo, válvula u otro accesorio a una distancia menor de 120 cm aguas arriba del manómetro; la relación entre el diámetro del orificio y el de la tubería, no debe ser menor de 0.50 ni mayor de 0.83. Los gastos medibles por este procedimiento, están entre 17 y 200 litros por segundo.

El gasto a través del orificio se obtiene utilizando la fórmula:

$$Q = \frac{Ca\sqrt{2gh}}{1000}$$

Donde:

- Q Gasto en lt/seg
- C Coeficiente de descarga
- a Area del orificio en cm
- h Carga sobre el orificio en cm, la cual se mide con el manómetro

El coeficiente de descarga (C) depende de la relación (R), que existe entre el diámetro del orificio y el diámetro de la tubería:

$$C = \frac{\text{diámetro del orificio}}{\text{diámetro de la tubería}}$$

Con el valor de R se entra a la *Gráfica 1* y se obtiene el valor de C.

Figura 2.
Medición de la carga total de descarga en una bomba vertical tipo turbina

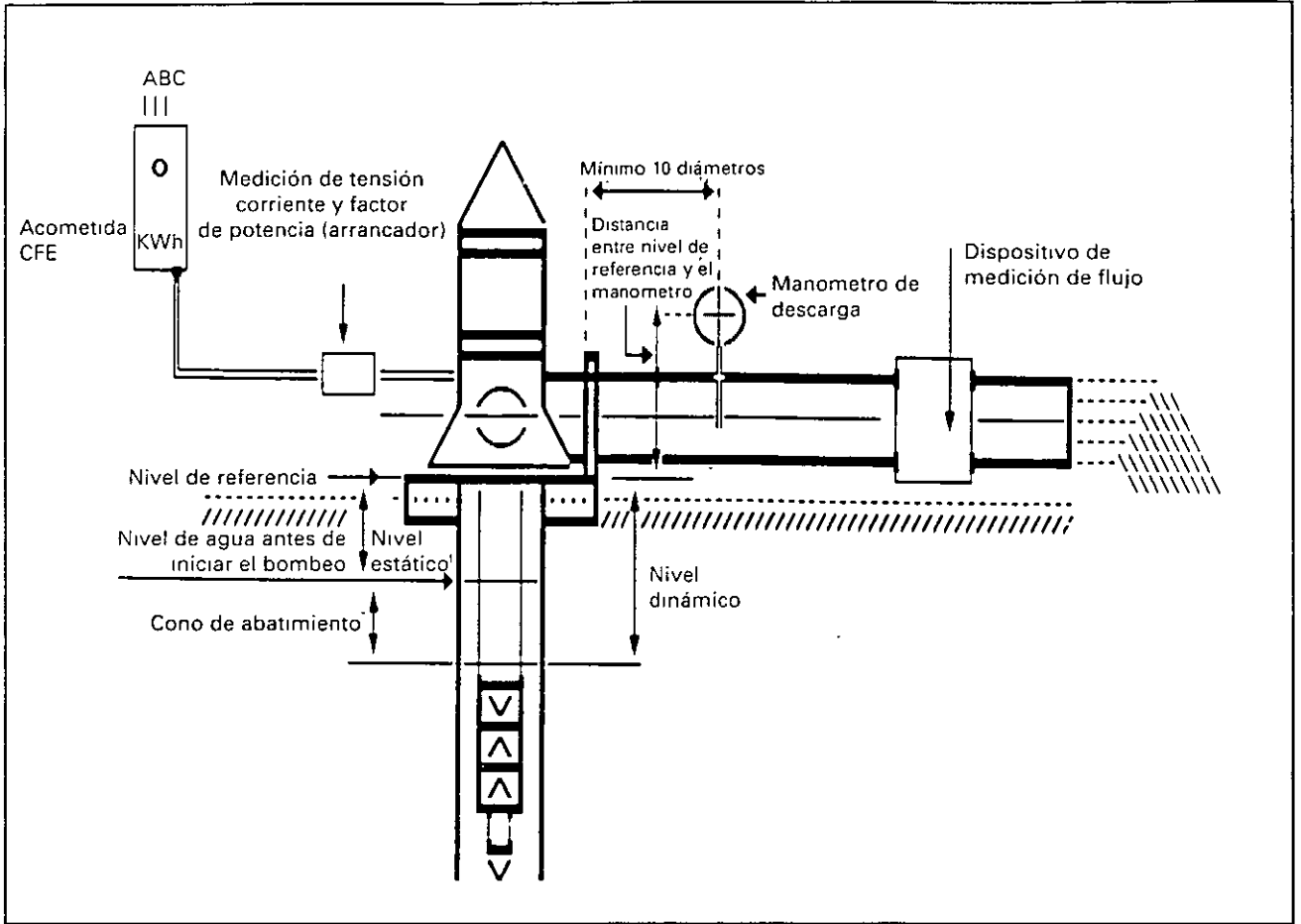


Figura 3.
Medición del flujo con tubo de Pitot

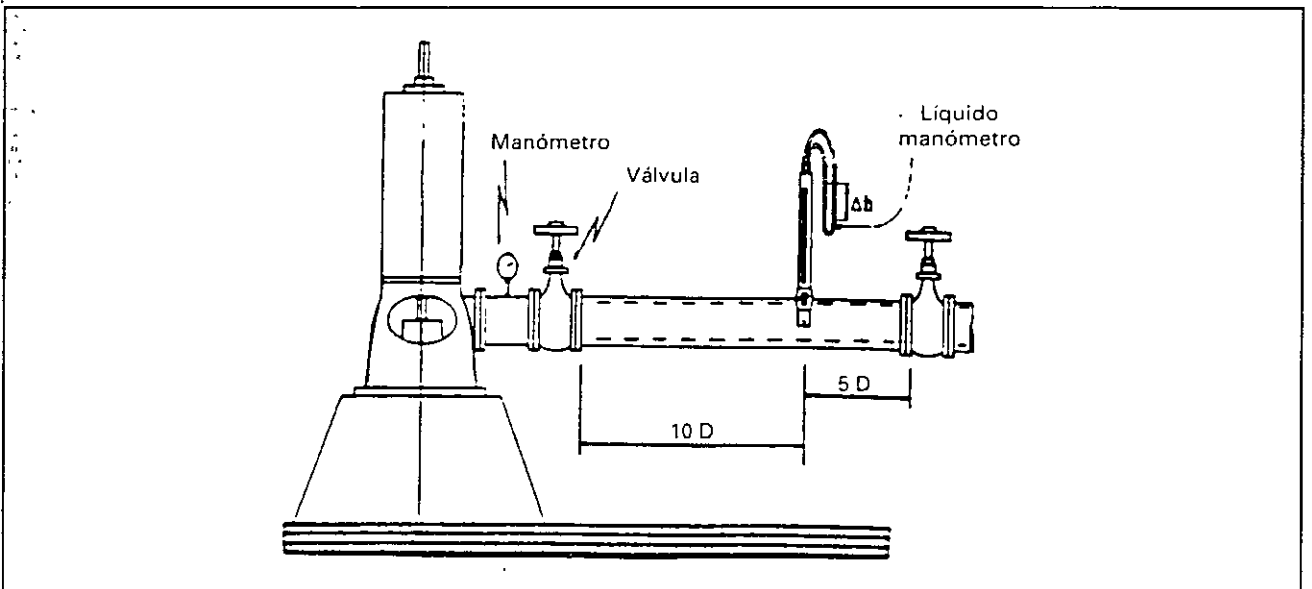
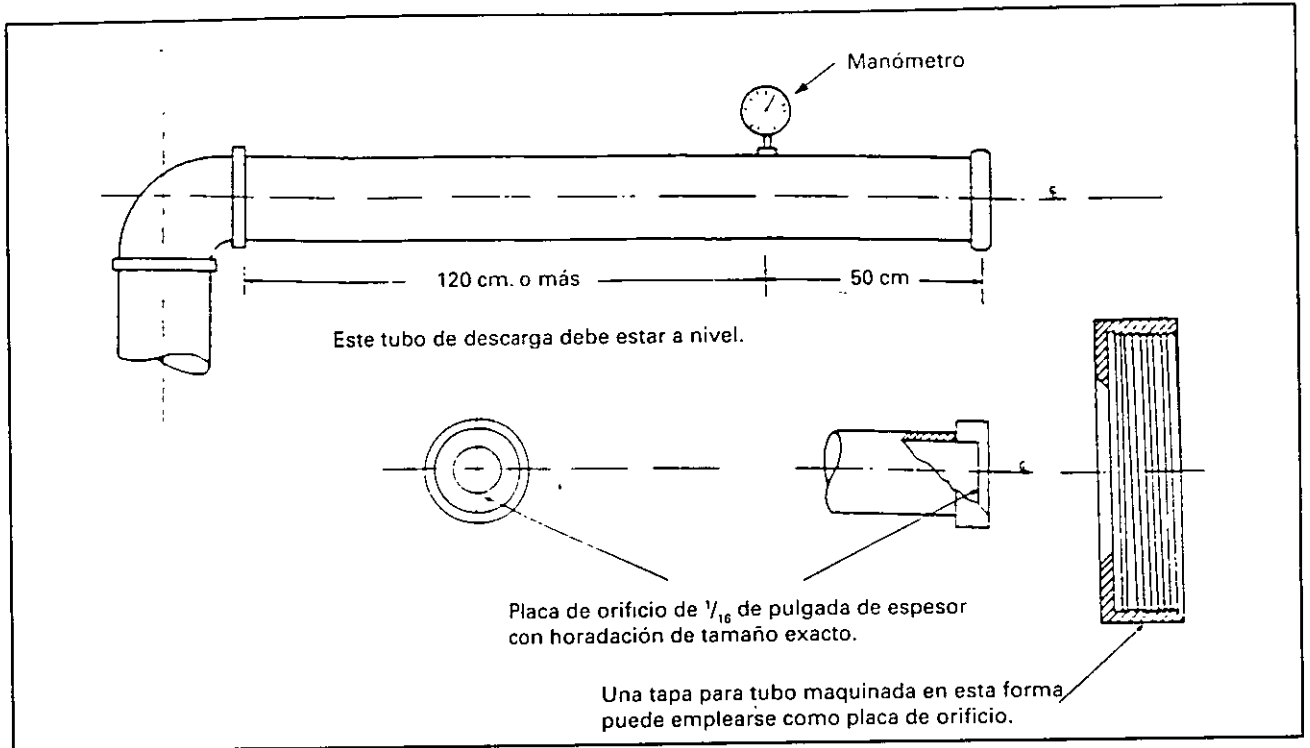
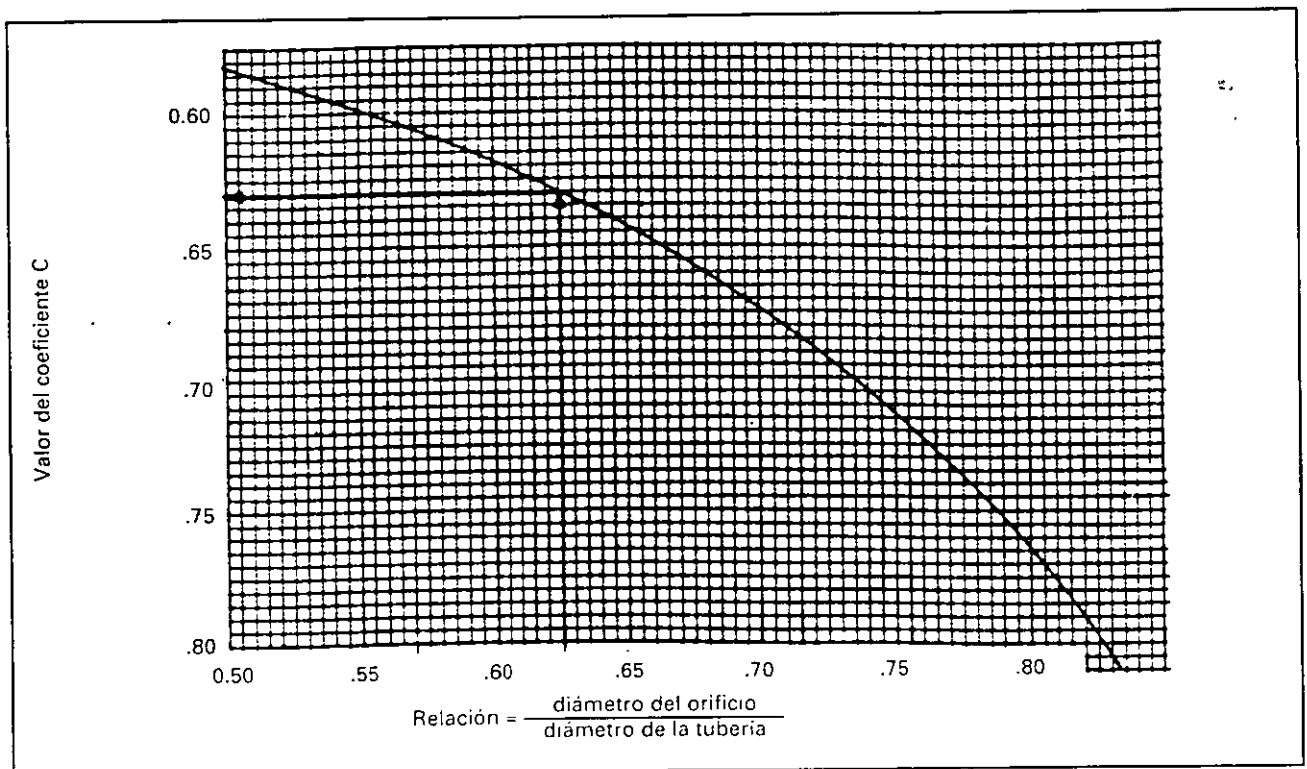


Figura 4.
Medición del fluido con placa de orificio.



Gráfica 1.
Coeficiente de descarga (C) para placa de orificio.



El área del orificio (a), se obtiene con la fórmula

$$a = \pi \frac{D^2}{4}$$

Las tuberías con orificio calibrado tienen un uso generalizado en sistemas de bombeo con descarga libre, el cual se instala en el codo de salida conforme a lo mostrado en la *Figura 5*.

La reducción gradual o brusca de la sección por donde fluye el agua ocasiona un aumento de velocidad y una disminución de la presión en el flujo; para determinar el caudal se aprovecha la correlación del diferencial de presión con la velocidad del escurrimiento, definida matemáticamente como sigue:

$$V = C \sqrt{2gh} \quad \text{y} \quad Q = Va$$

$$Q = Ca\sqrt{2gh} = K\sqrt{h}$$

Donde

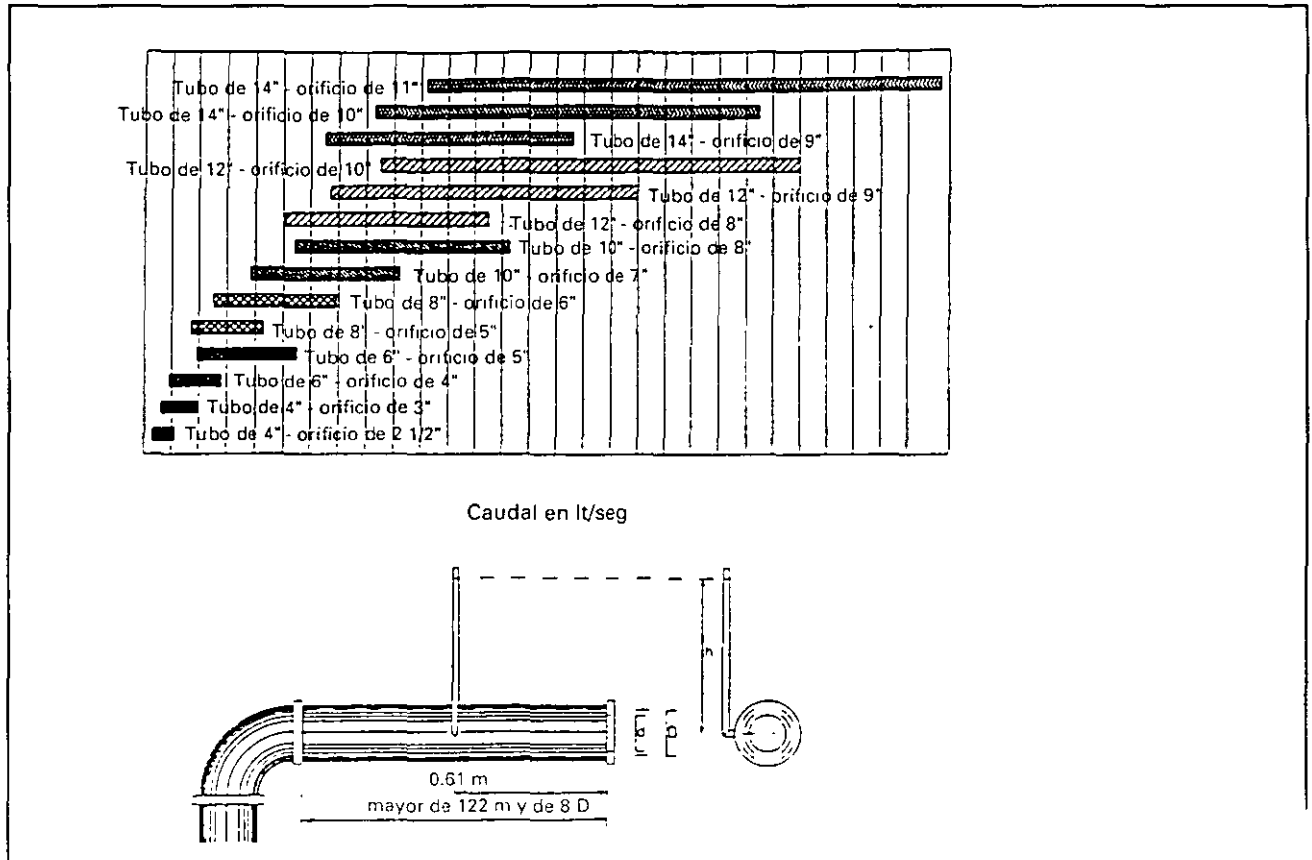
- V Velocidad en m/seg
- Q Caudal en lt/seg
- C Constante de calibración del orificio, adimensional
- a Área de la sección del orificio cm²
- g Aceleración de la gravedad en m/seg²
- h Carga dinámica usualmente llamada "diferencial de presión" en cm
- k Producto de las constantes para simplificar la ecuación adimensional

Al colocar la placa o manpara en la boca del tubo y obligar al flujo a pasar bruscamente por un área menor que la del tubo de descarga, se establece una presión que se manifiesta en una carga hidrostática en el piezómetro (h).

La constante K se obtiene de la tabla que se presenta en el *Anexo 10*, entrando con la relación de diámetros:

$$R = \frac{d}{D}$$

Figura 5.
Medición del flujo a través de un orificio calibrado.



Donde.

- d Diámetro del orificio
- D Diámetro del tubo de descarga

Ejemplo.

$$d = 4", D = 8", H = 44$$

$$R = 4/8 = 0.5$$

Recurriendo a la tabla del Anexo 10, con R = 0.5 se obtiene el valor de K = 2.351

$$Q = K\sqrt{h} = 2.351\sqrt{44} = 2.351 \times 6.633$$

$$Q = 15.59 \text{ lt/seg}$$

Para obtener con mayor rapidez el caudal mediante orificio calibrado, en los Anexos 11 y 12 se presentan las tablas con el desarrollo de la fórmula $Q = K\sqrt{h}$ para diferentes cargas hidrostáticas, con diferentes relaciones de diámetro

$$(R = d/D).$$

Por otra parte, también es posible obtener el gasto (Q) utilizando la Gráfica 2 que está formada por dos escalas, una horizontal que representa la carga piezométrica (h) en cm y otra vertical que indica el gasto (Q) en litros por segundo. En el centro de la gráfica se encuentran líneas que representan los diferentes diámetros en pulgadas de las tuberías de descarga con su respectiva relación orificio-tubo

— Método de la Escuadra

Para medir el flujo en tuberías horizontales, se utiliza el «Método de la Escuadra» el cual se aplica a tuberías con descarga libre, llenas o parcialmente llenas, como se muestra en las Figuras 6 y 7.

Medición de la velocidad de rotación

Se puede determinar mediante un tacómetro y se emplea cuando la bomba opera a una velocidad de rotación diferente a la nominal especificada por el fabricante; se deben hacer las correcciones de flujo, carga y potencia obtenidas durante la inspección, de acuerdo con las ecuaciones que expresan las leyes de afinidad:

$$Q_o = Q_i \left(\frac{N_o}{N_i}\right); \quad H_o = H_i \left(\frac{N_o}{N_i}\right)^2; \quad P_o = P_i \left(\frac{N_o}{N_i}\right)^3$$

Figura 6.
Medida del flujo en descarga libre a través del Metodo de la Escuadra, en tubería descargando llena.

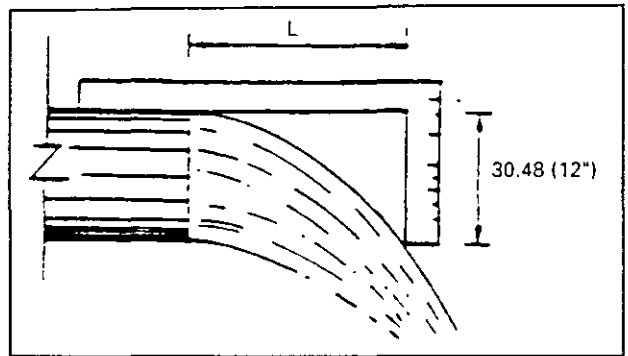
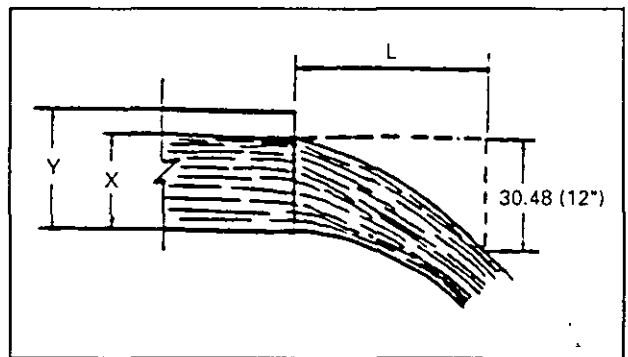


Figura 7.
Medida del flujo en descarga libre a través del Metodo de la Escuadra en tubería descargando parcialmente llena.



Donde:

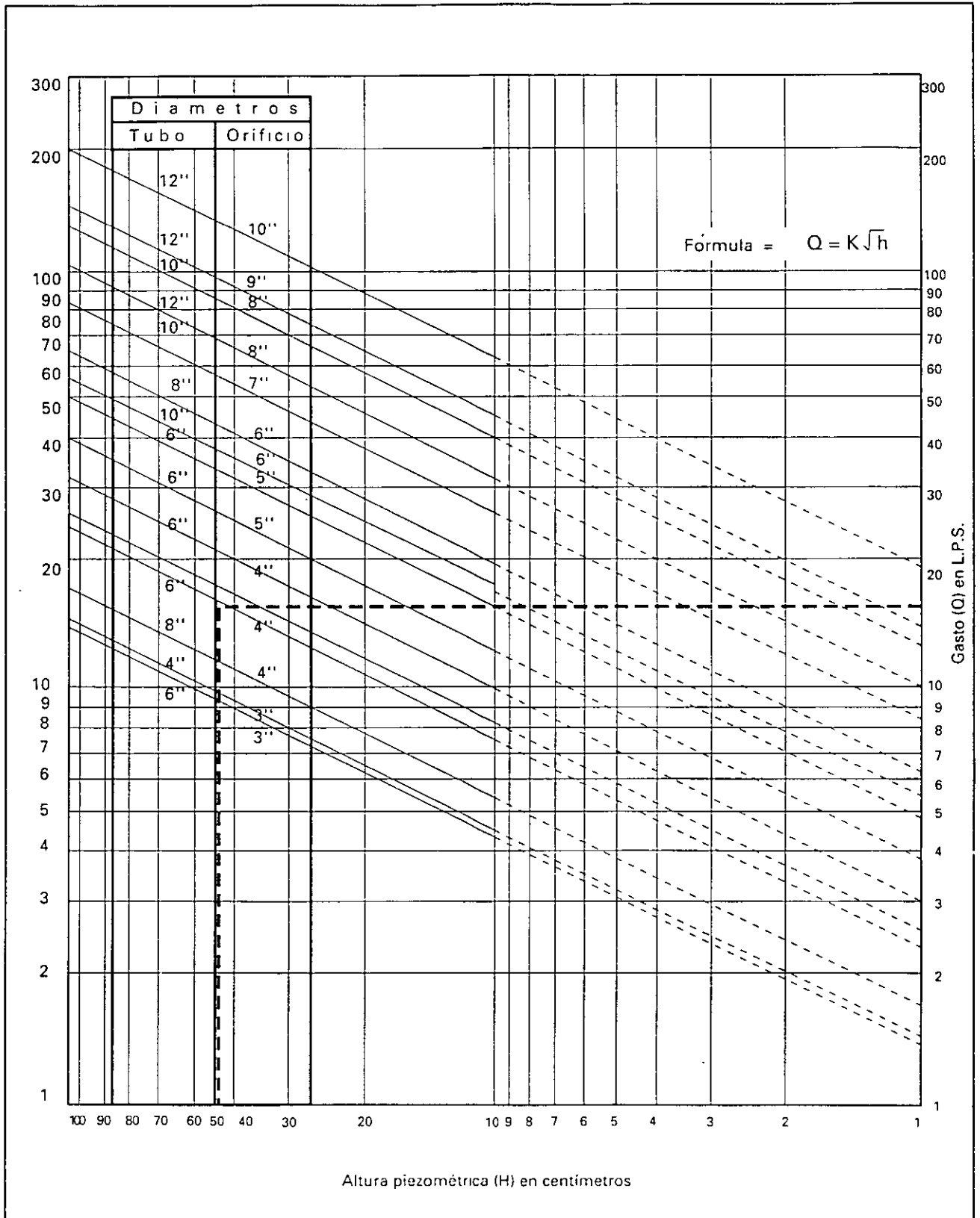
Parámetros nominales	Parámetros leídos en la inspección previa
Q_o Gasto en lt/seg	Q_i Gasto en lt/seg
H_o Carga total en m	H_i Carga total en m
P_o Potencia demandada por la bomba en watt	P_i Potencia demandada por la bomba en watt
N_o Velocidad de rotación en rpm	N_i Velocidad de rotación en rpm

Lo anterior se aplica si la desviación de la velocidad de rotación con respecto a la velocidad especificada por el fabricante, no difiere en ± 20 por ciento.

Medición de parámetros eléctricos

a) La tensión eléctrica (V) es la diferencia de potencial medida entre dos puntos de un circuito; se mide con un voltímetro y se expresa en volts.

Gráfica 2.
Gráfica para medir el gasto en sistemas de bombeo en tuberías horizontales.
(Método del orificio calibrado)



- b) La corriente eléctrica (I) es la intensidad de corriente que pasa a través de un conductor con resistencia R y cuya diferencia de potencial entre sus extremos es «V». Su medición se realiza mediante un amperímetro de gancho
- c) El factor de potencia es la relación entre la potencia activa y la potencia aparente; se mide mediante un factorímetro.

Determinación de potencias en el sistema de bombeo

La potencia de salida de la bomba es la potencia en watts transferida al agua por la bomba, determinada lo más cerca del cabezal de descarga. Su expresión matemática es:

$$P_s = Q \rho g h$$

Donde:

- Ps Potencia de salida de la bomba en watt
- Q Gasto en m³/seg
- ρ Densidad del agua bombeada en kg/m³
- g Aceleración de la gravedad en m/seg² (9.81)
- h Carga total en m

La potencia de entrada, que consume el motor eléctrico acoplado a la bomba, se mide en el arrancador en forma directa o midiendo la tensión, la corriente

y el factor de potencia. Para motores trifásicos se define con la fórmula:

$$P_e = \sqrt{3} V I FP$$

Donde:

- Pe Potencia de entrada al motor en watt
- V Tensión eléctrica en volt
- I Corriente eléctrica en amper
- FP Factor de potencia adimensional

Determinación de la eficiencia electromecánica del sistema de bombeo

La eficiencia electromecánica del sistema de bombeo es el cociente de la potencia de la salida de la bomba, entre la potencia de entrada al motor, y se expresa en porcentaje:

$$\eta = \frac{P_s}{P_e} \times 100$$

Donde:

- η Eficiencia electromecánica

Para determinar la eficiencia a la que están operando los sistemas de bombeo, se llena el formato del Anexo 7 donde se registran todos los parámetros involucrados, medidos en la inspección previa.

Reordenamiento del aprovechamiento del agua y la energía eléctrica

En México, los asentamientos humanos y el desarrollo de las actividades agrícolas e industriales se ubican donde la disponibilidad del agua es escasa. Así, en la porción norte y el altiplano del país, donde sólo se registra el 19% del escurrimiento medio anual y habitan las dos terceras partes de la población, se dispone del 40% de tierras con potencial agrícola y se realiza el 70% de la actividad industrial.

En las zonas áridas y semiáridas que constituyen aproximadamente el 36% del territorio nacional, gran parte del desarrollo de las actividades humanas se sustenta en la extracción de agua subterránea mediante sistemas de bombeo accionados con energía eléctrica. A mediados de los años 40 se inició la explotación formal de los acuíferos y dos décadas más tarde, la región empezó a sentir los efectos del abuso en la perforación de pozos que, por el abatimiento progresivo de los niveles de extracción, requirieron de la instalación de sistemas de bombeo cada vez más potentes.

A la fecha cerca de 90 acuíferos que presentan problemas de sobreexplotación sustentan actividades económicas fundamentales y de bienestar en gran parte de los estados de Baja California Sur, Sonora, Chihuahua, Región Lagunera, Coahuila, Durango, Nuevo León, Zacatecas, Aguascalientes, Jalisco, San Luis Potosí, Guanajuato, Michoacán, Querétaro y Puebla, entre otros.

Cabe mencionar que aún cuando se han iniciado concertaciones entre la CNA y los usuarios, para establecer el control de las extracciones de agua de estos acuíferos, lo cierto es que no se avanza lo necesario y prevalece la tendencia de bombear mayores volúmenes de los que anualmente se recargan.

En el período 1987-1991, el promedio estimado anual de agua bombeada para riego agrícola fue de

aproximadamente 16,130 millones de metros cúbicos y se utilizaron 6,565 gigawatts hora (GWh) de energía eléctrica, en contraste con la estimación de 14,360 millones de metros cúbicos de agua bombeada en 1992 que consumieron 5,671 GWh. Las reducciones de los volúmenes bombeados y de la energía consumida se debió a las abundantes lluvias que se presentaron, al ajuste de la tarifa eléctrica y al mejoramiento de las eficiencias electromecánicas en los sistemas de bombeo.

En este sentido, el reordenamiento del aprovechamiento del agua y la energía es prioritario para no poner en peligro el desarrollo sostenible, sobre todo en las zonas áridas y semiáridas donde gran parte de las actividades económicas se sustentan en la extracción de agua subterránea.

La capacidad rectora del estado, relativa a la distribución y uso de los recursos agua y energía eléctrica a través de sus respectivas autoridades, se sustenta en instrumentos económicos, jurídicos, técnicos y de control como son: tarifas e incentivos; legislación, reglamentación y normalización; comunicación social; concertación; educación y capacitación; análisis y evaluación.

Estrategia

Dado que el mayor volumen de agua subterránea (72%) se utiliza en el riego por bombeo, es indispensable promover el ahorro tanto del agua como de la energía eléctrica. Para ello se instrumentaron las siguientes estrategias.

- Concientizar, orientar y capacitar a los usuarios de riego por bombeo agrícola en relación con el ahorro de estos recursos y concertar acciones en este sentido con los mismos.

- Aplicar puntualmente las leyes, reglamentos y normas que coadyuven al uso eficiente del agua y la energía eléctrica
- Proporcionar apoyos, incentivos y créditos para promover la inversión en la rehabilitación y/o sustitución de sistemas de bombeo y de riego, así como fomentar la utilización de tecnologías ahorradoras
- Propiciar y apoyar la reconversión productiva y aplicar políticas tarifarias y sanciones por no acatar disposiciones legales que induzcan al ahorro de estos recursos

El alcance de los trabajos de rehabilitación en los pozos y sistemas de bombeo, en cuanto al incremento de la productividad hidráulica del pozo, así como de la elevación de la eficiencia en el sistema de bombeo es corresponsabilidad del usuario y la empresa que realiza los trabajos. Por su parte, la CNA asesora al productor y le otorga la bonificación del 50% de la inversión que hasta por 100 mil nuevos pesos haya realizado, después de verificar los siguientes trabajos.

- Que la limpieza, desincrustación y/o reforzamiento del ademe del pozo se haya realizado adecuadamente; la revisión se hace mediante dos videogravaciones tomadas en toda la longitud del pozo, una antes y otra después de los trabajos.
- Que los sistemas de bombeo rehabilitados cumplan con los valores mínimos acordados de eficiencia (60%); verificándolo mediante la medición de los parámetros hidráulicos y eléctricos, una vez que los equipos reparados y/o sustituidos se hayan instalado y puesto en operación.
- Que las empresas contratadas por el usuario cobren precios unitarios menores o iguales a los determinados por la CNA como máximos aceptables para cada concepto de trabajo

Extracción de agua subterránea

Con base en la medición de los parámetros hidráulicos y eléctricos de los sistemas de bombeo instalados en más de 10,000 pozos de riego agrícola que se encuentran operando, fue posible determinar la demanda media (Kw) y el caudal medio (lt/seg) para un modelo de pozo en cada entidad federativa, a partir de los cuales se determinó un índice energético cuya expresión matemática utilizada fue:

$$\frac{M^3}{KWh} = \frac{36 Q}{Kw}$$

Los índices energéticos así determinados y los reportes anuales proporcionados por la CFE, relativos a la energía anual consumida (KWh) en la extracción de volúmenes para el riego agrícola, permitieron estimar con bastante aproximación los volúmenes anuales de agua subterránea que se utilizan en cada entidad federativa, *Cuadro 15*

Cabe señalar que la diferencia entre el número de unidades de bombeo para riego reportado por la CFE (78,078) y el que estima la CNA (47,505) se debe a lo siguiente:

- El 36.6% (28,575) de las unidades de bombeo registradas por la CFE consumen en promedio de 0 a 100 KWh por mes, por lo que la CNA no las incluye en el Programa de Uso Eficiente del Agua y la Energía Eléctrica
- El otro 2.56% (1,995) se estima que corresponde a rebombes para alcanzar niveles adicionales o para presurizar sistemas de riego.

Energía eléctrica

En la industria eléctrica no es posible el almacenamiento del producto (Kw), aún así el sector eléctrico está obligado a proporcionar el servicio en el lugar, cantidad y por el tiempo requerido al usuario que lo solicite, por lo que tiene que prever la capacidad para afrontar la demanda en todos los usos. El incremento de la potencia instalada, necesario para poner a disposición inmediata cualquier carga nueva o adicional, requiere de grandes inversiones asociadas a un alto costo financiero para el proceso de generación y distribución. Por eso el costo del servicio eléctrico está determinado en mayor proporción por las inversiones para crear la infraestructura que por la participación para operarla.

El equilibrio relativo entre la oferta y la demanda, sostenido en el reciente período de crisis con escaso margen para mantener el suministro de energía eléctrica a una economía sobreprotegida, obligó al gobierno federal a retirar subsidios, ajustar tarifas y establecer programas ahorradores de energía con la participación de la sociedad, con el fin de terminar con los desperdicios evidentes en todos los usos.

El informe de operación emitido por la CFE en 1992 consigna que México cuenta con una potencia real instalada de 27,068 megawatts (MW), para una generación bruta de 121,697 gigawatts/hora (GWh), *Cuadro 17*

De acuerdo con los datos aportados por la CFE, durante el período 1937-1991 y 1992 las ventas de energía eléctrica por tipo de servicio guardaron las proporciones que se registran en el *Cuadro 18*

Al comparar el promedio anual de las ventas de energía eléctrica para el período 1987-1991 con las ventas anuales de 1992, se observa que los incrementos mayores se dieron en los servicios residenciales y comerciales, siendo muy moderados los de servicios industriales, alumbrado y agua potable

En cuanto a las ventas de energía eléctrica para riego por bombeo agrícola, se observa que al comparar el reporte para el promedio anual del período 1987-

1991 con las ventas de 1992, el incremento resulta negativo (-14%), debido a las mismas causas señaladas para el caso del agua bombeada

Partiendo de los datos que se tienen sobre la energía consumida en la Tarifa 09, los volúmenes de agua bombeada con fines de riego agrícola y los porcentajes estimados por CNA para los distintos usos, fue posible estimar el agua bombeada y la energía consumida, *Cuadro 20*.

Cuadro 17.

Potencia real instalada y generación bruta de energía eléctrica.

Tipo de generación	Centrales No.	Unidades No	Potencia real instalada (MW)	Generación bruta de energía	
				GWh	%
Hidroeléctrica	75	212	7,932	26,095	21.4
Vapor	32	108	12,788	69,829	57.4
Ciclo combinado	6	26	1,817	7,214	5.9
Turbogas	34	87	1,777	281	0.2
Combustión interna	12	102	149	237	0.2
Geotermoeléctrica	5	22	730	5,804	4.8
Carboeléctrica	1	4	1,200	8,318	6.8
Nucleoeléctrica	1	1	675	3,919	3.2
TOTAL	166	562	27,068	121,697	100.0

Fuente: Comisión Federal de Electricidad.

Cuadro 18.
Mercado eléctrico periodo 1987 - 1992

Tipo de servicio	Ventas de energía eléctrica (GWh)					Usuarios (miles)		
	Promedio 1987 - 1991	%	1992	%	Incremento %	Promedio 1987 - 1991	1992	Incremento %
Residencial	18,745	21	24,051	25	28	13,364	15,504	16
Comercial	7,819	9	9,222	9	18	1,642	1,884	15
Alumbrado público, agua potable y de temporal	4,533	5	4,922	5	8	65	74	14
De media y alta tensión que incluye a los grandes comercios	49,289	57	53,704	55	9	53	63	19
Riego agrícola	6,567	8	5,672	6	-14	72	78	8
TOTAL	86,953	100	97,571	100	12	15,196	17,603	16

Fuente: Comisión Federal de Electricidad

Cuadro 19.

Consumo de energía eléctrica y volúmenes estimados de agua subterránea bombeados para riego agrícola.

ENTIDAD	VALORES PROM. CFE PERIODO 1987 - 1991		VALORES REPORTADOS CFE 1992		PRODUC- TIVIDAD ELECTRICA M ³ / KWh	VOLUMENES BOMBEADOS MILLONES DE M ³		DIFEREN- CIAS MILLARES M ³
	VENTAS GWh	DEMANDA MAX MW	USUARIOS No.	VENTAS GWh		PROM 1987-1991	1992	
SONORA	1,203.6	257.0	3,318	928	1.82	2,191	1,689	(502)
GUANAJUATO	1,179.6	237.8	14,004	1,191	2.53	2,984	3,013	29
REG. LAGUNERA	628.6	113.8	2,287	467	1.72	1,051	803	(278)
CHIHUAHUA	619.0	174.6	6,803	644	3.73	2,309	2,402	93
QUERETARO	498.2	88.8	1,432	212	2.59	1,290	549	(741)
AGUASCALIENTES	414.4	82.8	2,035	205	1.69	700	346	(354)
ZACATECAS	256.8	69.8	5,466	374	2.03	521	759	238
MICHOACAN	206.4	48.4	4,365	149	3.11	642	463	(179)
B.C.S.	202.0	42.0	1,009	173	2.15	434	372	(62)
SAN LUIS POTOSI	193.2	43.6	3,246	195	1.80	348	353	5
PUEBLA	190.8	45.2	3,050	176	2.43	454	428	(36)
JALISCO	190.8	42.8	5,139	220	3.29	628	724	96
B.C.N.	188.4	65.6	1,538	125	3.83	637	423	(214)
MEXICO	103.2	23.8	1,447	63	2.02	208	127	(81)
COAHUILA	86.0	23.6	2,332	86	2.23	192	192	0
NUEVO LEON	73.8	11.8	2,947	88	3.35	247	295	48
COLIMA	47.2	10.6	691	47	4.34	205	204	(1)
TAMAULIPAS	45.0	10.4	1,292	59	4.47	201	264	63
SINALOA	41.6	12.8	778	31	3.40	141	105	(36)
MORELOS	32.0	17.0	433	19	2.63	64	50	(34)
CHIAPAS	31.6	10.4	584	59	4.50	142	266	124
DURANGO	31.0	7.2	999	31	4.69	145	145	0
YUCATAN	27.6	12.0	3,826	25	3.44	95	89	(6)
OAXACA	16.2	6.0	5,779	19	2.44	40	46	6
VERACRUZ	15.6	4.4	519	10	4.21	66	42	(24)
TLAXCALA	14.8	4.0	439	13	2.37	35	31	(4)
GUERRERO	10.2	5.4	616	6	4.25	43	26	(17)
HIDALGO	6.6	2.0	484	42	2.49	16	105	89
CAMPECHE	6.2	3.8	779	5	4.40	27	22	(5)
NAYARIT	3.2	1.0	225	5	3.80	12	19	7
QUINTANA ROO	1.2	1.2	211	2	3.14	4	6	2
TOTAL	6,564.8	1,479.6	78,073.0	5,671.0	2.457	16,132.0	14,358.0	(1,774.0)

Cuadro 20.
 Agua subterránea bombeada.

Tipo de uso del agua	Extracción anual (millones m ³)				Energía consumida (GWh)			
	Promedio 1987 - 1991	%	1992	%	Promedio 1987 - 1991	%	1992	%
Agrícola	16,130	72	14,360	70	6,565	72	5,671	69
Público urbano	4,480	20	4,480	22	1,824	20	1,824	22
Industrial	1,120	5	1,120	5	456	5	456	6
Doméstico	670	3	670	3	274	3	274	3
TOTAL	22,400	100	20,630	100	9,118	100	8,225	100

Table with columns: Pol (hp), Tipo, Carcaza, Polos, rpm, EFO 25, Err, EFO 50, Err, EFO 75, Err, EFO 100, Err, \$ USD, Err. The table contains 200 rows of technical specifications and performance metrics for various motor models.



FACULTAD DE INGENIERÍA UNAM
DIVISIÓN DE EDUCACIÓN CONTINUA

CURSOS INSTITUCIONALES

**ACTUALIZACIÓN DE
INGENIERÍA MECÁNICA**

Del 17 al 24 de Marzo del 2003

ANEXOS

CI - 046

Instructores: Ing. Miguel Ángel Ramírez Galán
Ing. Miguel Alonso Castillo Hoil
D G C O H
MARZO DEL 2003

Anexo 9.

Pérdidas de carga por fricción en la columna de bombas tipo turbina con motor externo.

(En metros por cada 100 metros o en pulgadas por cada 100 pulgadas)

DIAMETRO		4"				6"				8"					10"					12"					DIAM COLUMNA							
DIAM FLECHA (pulgadas)		1	1 1/4	1	1 1/4	1 1/2	1 1/2	1 1/2	1 1/2	2 3/16	2 3/16	2 3/16	2 3/16	2 3/16	2 3/16	2 3/16	2 3/16	1	1 1/2	1 1/2	1 1/2	2 3/16	2 3/16	2 3/16	2 3/16	2 3/16	DIAM FLECHA (pulgadas)					
GPM	f.p.s.																									f.p.s.	GPM					
50	3 15	0 90	1 60	8 60					2 00	2 20	2 60	3 60	5 20															50 46	800			
60	3 78	1 23	2 20	10 70					2 50	2 70	3 20	4 50	6 40															56 77	900			
70	4 22	1 50	2 90						3 00	3 20	3 90	5 40	7 80						1 00	1 20	1 40	1 90						63 08	1000			
80	5 05	1 90	3 60						3 50	3 80	4 60	6 40	9 40						1 00	1 20	1 40	1 70	2 20					69 39	1100			
90	5 68	2 40	4 40						4 20	4 50	5 40	7 50						1 10	1 20	1 40	1 60	2 00	2 60					75 70	1200			
100	6 31	2 80	5 30						4 80	5 20	6 20	8 80						1 20	1 40	1 60	1 80	2 30	3 00					82 00	1300			
125	7 89	4 20	7 70						5 50	6 00	7 20	10 00						1 40	1 60	1 80	2 20	2 70	3 50					88 31	1400			
150	9 46	5 70	10 50			0 90	1 30		6 20	6 80								1 60	1 80	2 00	2 50	3 00	3 90				0 90	1 10	1 30	94 67	1500	
175	11 04	7 50	13 50			1 10	1 70		6 90	7 60								1 80	2 00	2 30	2 80	3 40	4 50				0 90	1 00	1 20	1 40	100 93	1600
200	12 62	9 50				1 00	1 40	2 20	9 60	9 40								2 20	2 50	2 80	3 40	4 30	5 50	1 00	1 10	1 30	1 50	1 80	113 54	1800		
225	14 19	11 50		0 90	1 20	1 70	2 70		10 50	11 40								2 70	3 00	3 50	4 20	5 20	6 70	1 20	1 40	1 60	1 80	2 10	126 16	2000		
250	15 77	14 00		1 10	1 40	2 00	3 30											3 20	3 60	4 10	5 00	6 10	7 90	1 40	1 60	1 90	2 10	2 50	138 78	2200		
275	17 35			1 30	1 70	2 40	3 90											3 70	4 20	4 80	5 80	7 20	9 30	1 70	1 90	2 20	2 50	3 00	151 39	2400		
300	18 92			1 50	2 00	2 80	4 50											4 30	4 90	5 60	6 80	8 20		1 90	2 20	2 50	2 90	3 50	164 01	2600		
325	20 50			1 70	2 30	3 20	5 20											5 00	5 60	6 40	7 80	9 40		2 20	2 50	2 90	3 30	4 00	176 67	2800		
350	22 08			2 00	2 60	3 60	6 00											5 60	6 40	7 20	8 90			2 50	2 90	3 30	3 80	4 50	189 24	3000		
375	23 68			2 20	2 90	4 10	6 70				0 90	1 30						6 30	7 10	8 20	10 00			2 80	3 20	3 70	4 30	5 10	201 86	3200		
400	25 23			2 50	3 30	4 60	7 50											7 00	8 00	9 10				3 10	3 60	4 10	4 80	5 70	214 47	3400		
450	28 39			3 10	4 10	5 70	9 30				0 90	1 20	1 80					7 80	8 90					3 50	4 00	4 60	5 40	6 40	227 09	3600		
500	31 54			3 70	4 90	6 90	11 50				0 90	1 10	1 50	2 20				8 70	9 80					3 90	4 40	5 10	5 90	7 10	239 70	3800		
550	34 69			4 40	5 80	8 10					1 10	1 30	1 80	2 60				9 60						4 20	4 80	5 60	6 50	7 80	262 32	4000		
600	37 85			5 20	6 80	8 50					1 00	1 30	1 50	2 10	3 00									4 80	5 30	6 30	7 20	8 80	268 09	4250		
650	41 00			6 00	7 80	11 00					1 20	1 50	1 80	2 40	3 50									5 30	6 00	7 00	8 00	9 90	283 86	4500		
700	44 16			6 80	9 00						1 40	1 70	2 00	2 80	4 10									1 90	5 80	6 60	7 90	8 80	299 63	4750		
750	47 31			7 70	1 10						1 70	1 90	2 30	3 20	4 60									1 10	6 40	7 30	8 50	9 70	315 40	5000		

Para gastos de 31.15 a 41 31 l.p.s. (50 A 750 gpm) léase a la izquierda de la doble línea

Para gastos de 50.46 a 315.40 l.p.s. (800 a 5000 gpm) léase a la derecha de la doble línea

Anexo 10.

Tabla para determinar constante "K".

Para utilizar la formula $Q = K (h)^{1.5}$

R = d / D	Tubo diámetro pulgs.	Orificio diámetro pulgs.	Constante "K"
0.750	4	3	1.667
0.600	5	3	1.364
0.800	5	4	2.978
0.500	6	3	1.323
0.666	6	4	2.508
0.833	6	5	4.876
0.500	8	4	2.351
0.625	8	5	3.863
0.750	8	6	6.156
0.875	8	7	10.428
0.600	10	6	5.544
0.700	10	7	8.281
0.800	10	8	12.496
0.666	12	8	10.200
0.750	12	9	14.150
0.833	12	10	20.210
0.714	14	10	16.750
0.785	14	11	21.950
0.857	14	12	29.900
0.750	16	12	25.170
0.812	16	13	31.750
0.875	16	14	42.520
0.777	18	14	35.410
0.833	18	15	43.770
0.888	18	16	56.150

Aforo de tubos horizontales con método de orificio calibrado constante "K" para diferentes diámetros de tubos con distintos orificios calibrados.

Anexo 11.

Tablas de gasto en lps para diferentes relaciones de diámetros con (h) en cm.

$$Q = k \sqrt{h}$$

Para bombas con descargas de 4" a 8"

h	\sqrt{h}	DIÁMETROS TUBOS DE DESCARGA - ORIFICIO								
		4" X 3"	5" X 3"	5" X 4"	6" X 3"	6" X 4"	6" X 5"	8" X 4"	8" X 5"	8" X 6"
		CONSTANTE "K"								
CM.		1.667	1.364	2.978	1.323	2.508	4.876	2.351	3.863	6.156
		Q	Q	Q	Q	Q	Q	Q	Q	Q
		L.P.S.	L.P.S.	L.P.S.	L.P.S.	L.P.S.	L.P.S.	L.P.S.	L.P.S.	L.P.S.
8	2.828	4.71	3.86	8.42	3.74	7.09	13.79	6.65	10.92	17.41
9	3.000	5.00	4.09	8.93	3.97	7.52	14.63	7.05	11.59	18.47
10	3.162	5.27	4.31	9.42	4.18	7.93	15.42	7.43	12.21	19.47
11	3.317	5.53	4.52	9.88	4.39	8.32	16.17	7.80	12.81	20.42
12	3.464	5.77	4.72	10.32	4.58	8.69	16.89	8.14	13.38	21.32
13	3.606	6.01	4.92	10.74	4.77	9.04	17.58	8.48	13.93	22.20
14	3.741	6.24	5.10	11.14	4.95	9.38	18.24	8.80	14.45	23.03
15	3.873	6.46	5.28	11.53	5.12	9.71	18.88	9.11	14.96	23.84
16	4.000	6.67	5.46	11.91	5.29	10.03	19.50	9.40	15.45	24.62
17	4.123	6.87	5.62	12.28	5.45	10.34	20.10	9.69	15.93	25.38
18	4.243	7.07	5.79	12.64	5.61	10.64	20.69	9.98	16.39	26.12
19	4.359	7.27	5.95	12.98	5.77	10.93	21.25	10.25	16.84	26.83
20	4.472	7.45	6.10	13.32	5.92	11.22	21.81	10.51	17.28	27.53
21	4.583	7.64	6.25	13.65	6.06	11.49	22.35	10.77	17.70	28.21
22	4.600	7.67	6.27	13.70	6.09	11.54	22.43	10.81	17.77	28.32
23	4.796	7.99	6.54	14.28	6.35	12.03	23.39	11.28	18.53	29.52
24	4.900	8.17	6.68	14.59	6.48	12.29	23.89	11.52	18.93	30.16
25	5.000	8.34	6.82	14.89	6.62	12.54	24.38	11.76	19.32	30.78
26	5.899	9.83	8.05	17.57	7.80	14.79	28.76	13.87	22.79	36.31
27	5.196	8.66	7.09	15.47	6.87	13.03	25.34	12.22	20.07	31.99
28	5.292	8.82	7.22	15.76	7.00	13.27	25.80	12.44	20.44	32.58
29	5.365	8.94	7.32	15.98	7.10	13.46	26.16	12.61	20.72	33.03
30	5.477	9.13	7.47	16.31	7.25	13.74	26.71	12.88	21.16	33.72
31	5.598	9.33	7.64	16.67	7.41	14.04	27.30	13.16	21.63	34.46
32	5.657	9.43	7.72	16.85	7.48	14.19	27.58	13.30	21.85	34.82
33	5.745	9.58	7.84	17.11	7.60	14.41	28.01	13.51	22.19	35.37
34	5.831	9.72	7.95	17.36	7.71	14.62	28.43	13.71	22.53	35.90
35	5.917	9.86	8.07	17.62	7.83	14.84	28.85	13.91	22.86	36.43
36	6.050	10.09	8.25	18.02	8.00	15.17	29.50	14.22	23.37	37.24
37	6.085	10.14	8.30	18.12	8.05	15.26	29.67	14.31	23.51	37.46
38	6.134	10.23	8.37	18.27	8.12	15.38	29.91	14.42	23.70	37.76
39	6.245	10.41	8.52	18.60	8.26	15.66	30.45	14.68	24.12	38.44
40	6.325	10.54	8.63	18.84	8.37	15.86	30.84	14.87	24.43	38.94
41	6.403	10.67	8.73	19.07	8.47	16.06	31.22	15.05	24.73	39.42
42	6.481	10.80	8.84	19.30	8.57	16.25	31.60	15.24	25.04	39.90
43	6.557	10.93	8.94	19.53	8.67	16.44	31.97	15.42	25.33	40.36
44	6.633	11.06	9.05	19.75	8.78	16.64	32.34	15.59	25.62	40.83
45	6.703	11.17	9.14	19.96	8.87	16.81	32.68	15.76	25.89	41.26
46	6.782	11.31	9.25	20.20	8.97	17.01	33.07	15.94	26.20	41.75
47	6.855	11.43	9.35	20.41	9.07	17.19	33.42	16.12	26.48	42.20
48	6.928	11.55	9.45	20.63	9.17	17.38	33.78	16.29	26.76	42.65
49	7.000	11.67	9.55	20.85	9.26	17.56	34.13	16.46	27.04	43.09
50	7.071	11.79	9.64	21.06	9.35	17.73	34.48	16.62	27.32	43.53
51	7.141	11.90	9.74	21.27	9.45	17.91	34.82	16.79	27.59	43.96
52	7.211	12.02	9.84	21.47	9.54	18.09	35.16	16.95	27.86	44.39
53	7.280	12.14	9.93	21.68	9.63	18.26	35.50	17.12	28.12	44.82

Aforos de tubos horizontales con el método del orificio calibrado

$$Q = K\sqrt{h}$$

Para bombas con descargas de 4" a 8"

h	\sqrt{h}	DIAMETROS TUBOS DE DESCARGA - ORIFICIO								
		4" X 3"	5" X 3"	5" X 4"	6" X 3"	6" X 4"	6" X 5"	8" X 4"	8" X 5"	8" X 6"
		CONSTANTE "K"								
		1.667	1.364	2.978	1.323	2.508	4.876	2.351	3.863	6.156
		Q	Q	Q	Q	Q	Q	Q	Q	Q
CM		L.P.S	L.P.S	L.P.S	L.P.S	L.P.S.	L.P.S	L.P.S	L.P.S	L.P.S
54	7.348	12.25	10.02	21.88	9.72	18.43	35.83	17.28	28.39	45.23
55	7.415	12.36	10.12	22.08	9.81	18.60	36.16	17.44	28.65	45.65
56	7.483	12.47	10.21	22.28	9.90	18.77	36.49	17.59	28.91	46.07
57	7.549	12.58	10.30	22.48	9.99	18.93	36.81	17.75	29.16	46.47
58	7.615	12.69	10.39	22.68	10.07	19.10	37.13	17.90	29.42	46.88
59	7.681	12.87	10.37	22.64	10.06	19.06	37.06	17.87	29.36	46.79
60	7.746	12.91	10.57	23.07	10.25	19.43	37.77	18.21	29.92	47.69
61	7.810	13.02	10.65	23.26	10.33	19.59	38.08	18.36	30.17	48.08
62	7.874	13.13	10.74	23.45	10.42	19.75	38.39	18.51	30.42	48.47
63	7.937	13.23	10.83	23.64	10.50	19.91	38.70	18.66	30.66	48.86
64	8.000	13.34	10.91	23.82	10.58	20.06	39.01	18.81	30.90	49.25
65	8.062	13.44	11.00	24.01	10.67	20.22	39.31	18.95	31.14	49.63
66	8.124	13.54	11.08	24.19	10.75	20.37	39.61	19.10	31.38	50.01
67	8.185	13.64	11.16	24.37	10.83	20.53	39.91	19.24	31.62	50.39
68	8.246	13.75	11.25	24.56	10.91	20.68	40.21	19.39	31.85	50.76
69	8.306	13.85	11.33	24.74	10.99	20.83	40.50	19.53	32.09	51.13
70	8.366	13.95	11.41	24.91	11.07	20.98	40.79	19.67	32.32	51.50
71	8.426	14.05	11.49	25.09	11.15	21.13	41.09	19.81	32.55	51.87
72	8.485	14.14	11.57	25.27	11.23	21.28	41.37	19.95	32.78	52.23
73	8.544	14.24	11.65	25.44	11.30	21.43	41.66	20.09	33.01	52.60
74	8.602	14.34	11.73	25.62	11.38	21.57	41.94	20.22	33.23	52.95
75	8.660	14.44	11.81	25.79	11.46	21.72	42.23	20.36	33.45	53.31
76	8.717	14.53	11.89	25.96	11.53	21.86	42.50	20.49	33.67	53.66
77	8.775	14.63	11.97	26.13	11.61	22.01	42.79	20.63	33.90	54.02
78	8.831	14.72	12.05	26.30	11.68	22.15	43.06	20.76	34.11	54.36
79	8.888	14.82	12.12	26.47	11.76	22.29	43.34	20.90	34.33	54.71
80	8.944	14.91	12.20	26.64	11.83	22.43	43.61	21.03	34.55	55.06
81	9.000	15.00	12.28	26.80	11.91	22.57	43.88	21.16	34.77	55.40
82	9.055	15.09	12.35	26.97	11.98	22.71	44.15	21.29	34.98	55.74
83	9.110	15.19	12.43	27.13	12.05	22.85	44.42	21.42	35.19	56.08
84	9.165	15.28	12.50	27.29	12.13	22.99	44.69	21.55	35.40	56.42
85	9.219	15.37	12.57	27.45	12.20	23.12	44.95	21.67	35.61	56.75
86	9.273	15.46	12.65	27.61	12.27	23.26	45.22	21.80	35.82	57.08
87	9.327	15.55	12.72	27.78	12.34	23.39	45.48	21.93	36.03	57.42
88	9.380	15.64	12.79	27.93	12.41	23.53	45.74	22.05	36.23	57.74
89	9.434	15.73	12.87	28.09	12.48	23.66	46.00	22.18	36.44	58.08
90	9.486	15.81	12.94	28.25	12.55	23.79	46.25	22.30	36.64	58.40
91	9.539	15.90	13.01	28.41	12.62	23.92	46.51	22.43	36.85	58.72
92	9.591	15.99	13.08	28.56	12.69	24.05	46.77	22.55	37.05	59.04
93	9.643	16.07	13.15	28.72	12.76	24.18	47.02	22.67	37.25	59.36
94	9.695	16.16	13.22	28.87	12.83	24.32	47.27	22.79	37.45	59.68
95	9.746	16.25	13.29	29.02	12.89	24.44	47.52	22.91	37.65	60.00
96	9.798	16.33	13.36	29.18	12.96	24.57	47.78	23.04	37.85	60.32
97	9.848	16.42	13.43	29.33	13.03	24.70	48.02	23.15	38.04	60.62
98	9.899	16.50	13.50	29.48	13.10	24.83	48.27	23.27	38.24	60.94
99	9.949	16.58	13.57	29.63	13.16	24.95	48.51	23.39	38.43	61.25
100	10.000	16.67	13.64	29.78	13.23	25.08	48.76	23.51	38.63	61.56

Aforos de tubos horizontales con el método del orificio calibrado

Anexo 12.

Tablas de gasto en lps para diferentes relaciones de diámetros con (h) en cm.

$$Q = K \sqrt{h}$$

Para bombas con descargas de 10" a 14"

h	\sqrt{h}	DIAMETROS TUBOS DE DESCARGA - ORIFICIO					
		10" X 6"	10" X 7"	10" X 8"	12" X 8"	12" X 9"	12" X 10
		CONSTANTE "K"					
		5.544	8.281	12.496	10.200	14.150	20.210
CM.		Q	Q	Q	Q	Q	Q
		L.P.S	L.P.S	L.P.S	L.P.S	L.P.S	L.P.S
8	2.828	15.68	23.42	35.34	28.85	40.02	57.15
9	3.000	16.63	24.84	37.49	30.60	42.45	60.63
10	3.162	17.53	26.18	39.51	32.25	44.74	63.90
11	3.317	18.39	27.47	41.45	33.83	46.94	67.04
12	3.464	19.20	28.69	43.29	35.33	49.02	70.01
13	3.606	19.99	29.86	45.06	36.78	51.02	72.88
14	3.741	20.74	30.98	46.75	38.16	52.94	75.61
15	3.873	21.47	32.07	48.40	39.50	54.80	78.27
16	4.000	22.18	33.12	49.98	40.80	56.60	80.84
17	4.123	22.86	34.14	51.52	42.05	58.34	83.33
18	4.243	23.52	35.14	53.02	43.28	60.04	85.75
19	4.359	24.17	36.10	54.47	44.46	61.68	88.10
20	4.472	24.79	37.03	55.88	45.61	63.28	90.38
21	4.583	25.41	37.95	57.27	46.75	64.85	92.62
22	4.600	25.50	38.09	57.48	46.92	65.09	92.97
23	4.796	26.59	39.72	59.93	48.92	67.86	96.93
24	4.900	27.17	40.58	61.23	49.98	69.34	99.03
25	5.000	27.72	41.41	62.48	51.00	70.75	101.05
26	5.899	32.70	48.85	73.71	60.17	83.47	119.22
27	5.196	28.81	43.03	64.93	53.00	73.52	105.01
28	5.292	29.34	43.82	66.13	53.98	74.88	106.95
29	5.365	29.74	44.43	67.04	54.72	75.91	108.43
30	5.477	30.36	45.36	68.44	55.87	77.50	110.69
31	5.598	31.04	46.36	69.95	57.10	79.21	113.14
32	5.657	31.36	46.85	70.69	57.70	80.05	114.33
33	5.745	31.85	47.57	71.79	58.60	81.29	116.11
34	5.831	32.33	48.29	72.86	59.48	82.51	117.84
35	5.917	32.80	49.00	73.94	60.35	83.73	119.58
36	6.050	33.54	50.10	75.60	61.71	85.61	122.27
37	6.085	33.74	50.39	76.04	62.07	86.10	122.98
38	6.134	34.01	50.80	76.65	62.57	86.80	123.97
39	6.245	34.62	51.71	78.04	63.70	88.37	126.21
40	6.325	35.07	52.38	79.04	64.52	89.50	127.83
41	6.403	35.50	53.02	80.01	65.31	90.60	129.40
42	6.481	35.93	53.67	80.99	66.11	91.71	130.98
43	6.557	36.35	54.30	81.94	66.88	92.78	132.52
44	6.633	36.77	54.93	82.89	67.66	93.86	134.05
45	6.703	37.16	55.51	83.76	68.37	94.85	135.47
46	6.782	37.60	56.16	84.75	69.18	95.97	137.06
47	6.855	38.00	56.77	85.66	69.92	97.00	138.54
48	6.928	38.41	57.37	86.57	70.67	98.03	140.01
49	7.000	38.81	57.97	87.47	71.40	99.05	141.47
50	7.071	39.20	58.55	88.36	72.12	100.05	142.90
51	7.141	39.59	59.13	89.23	72.84	101.05	144.32
52	7.211	39.98	59.71	90.11	73.55	102.04	145.73
53	7.280	40.36	60.29	90.97	74.26	103.01	147.13

Aforos de tubos horizontales con el metodo del orificio calibrado

$$Q = K\sqrt{h}$$

Para bombas con descargas de 10" a 14"

h	\sqrt{h}	DIAMETROS TUBOS DE DESCARGA - ORIFICIO					
		10" X 6"	10" X 7"	10" X 8"	12" X 8"	12" X 9"	12" X 10"
		CONSTANTE "K"					
		5.544	8.281	12.496	10.200	14.150	20.210
		Q	Q	Q	Q	Q	Q
CM.		L.P.S.	L.P.S.	L.P.S.	L.P.S.	L.P.S.	L.P.S.
54	7.348	40.74	60.85	91.82	74.95	103.97	148.50
55	7.416	41.11	61.41	92.67	75.64	104.94	149.88
56	7.483	41.49	61.97	93.51	76.33	105.88	151.23
57	7.549	41.85	62.51	94.33	77.00	106.82	152.57
58	7.615	42.22	63.06	95.15	77.67	107.75	153.90
59	7.681	42.58	63.61	95.99	78.35	108.69	155.23
60	7.746	42.94	64.14	96.79	79.01	109.61	156.55
61	7.810	43.30	64.67	97.59	79.66	110.51	157.84
62	7.874	43.65	65.20	98.39	80.31	111.42	159.13
63	7.937	44.00	65.73	99.18	80.96	112.31	160.41
64	8.000	44.35	66.25	99.97	81.60	113.20	161.68
65	8.062	44.70	66.76	100.74	82.23	114.08	162.93
66	8.124	45.04	67.27	101.52	82.86	114.95	164.19
67	8.185	45.10	67.37	101.65	82.98	115.11	164.41
68	8.246	45.72	68.29	103.04	84.11	116.68	166.65
69	8.306	46.05	68.78	103.79	84.72	117.53	167.86
70	8.366	46.38	69.28	104.54	85.33	118.38	169.08
71	8.426	46.71	69.78	105.29	85.95	119.23	170.29
72	8.485	46.87	70.02	105.65	86.24	119.64	170.88
73	8.544	47.37	70.75	106.77	87.15	120.90	172.67
74	8.602	47.69	71.23	107.49	87.74	121.72	173.85
75	8.660	48.01	71.71	108.22	88.33	122.54	175.02
76	8.717	48.33	72.19	108.93	88.91	123.35	176.17
77	8.775	48.65	72.67	109.65	89.51	124.17	177.34
78	8.831	48.96	73.13	110.35	90.08	124.96	178.47
79	8.888	49.28	73.60	111.06	90.66	125.77	179.63
80	8.944	49.59	74.07	111.76	91.23	126.56	180.76
81	9.000	49.90	74.53	112.46	91.80	127.35	181.89
82	9.055	50.20	74.98	113.15	92.36	128.13	183.00
83	9.110	50.51	75.44	113.84	92.92	128.91	184.11
84	9.165	50.81	75.90	114.53	93.48	129.68	185.22
85	9.219	51.11	76.34	115.20	94.03	130.45	186.32
86	9.273	51.41	76.79	115.88	94.58	131.21	187.41
87	9.327	51.71	77.24	116.55	95.14	131.98	188.50
88	9.380	52.00	77.68	117.21	95.68	132.73	189.57
89	9.434	52.30	78.12	117.89	96.23	133.49	190.66
90	9.486	52.59	78.55	118.54	96.76	134.23	191.71
91	9.539	52.88	78.99	119.20	97.30	134.98	192.78
92	9.591	53.17	79.42	119.85	97.83	135.71	193.83
93	9.643	53.46	79.85	120.50	98.36	136.45	194.89
94	9.695	53.75	80.28	121.15	98.89	137.18	195.94
95	9.746	54.03	80.71	121.79	99.41	137.91	196.97
96	9.798	54.32	81.14	122.44	99.94	138.64	198.02
97	9.848	54.60	81.55	123.06	100.45	139.35	199.03
98	9.899	54.88	81.97	123.70	100.97	140.07	200.06
99	9.949	55.16	82.39	124.32	101.48	140.78	201.07
100	10.000	55.44	82.81	124.96	102.00	141.50	202.10

Aforos de tubos horizontales con el método del orificio calibrado