



**FACULTAD DE INGENIERÍA UNAM
DIVISIÓN DE EDUCACIÓN CONTINUA**



CA247 DISEÑO, SELECCIÓN Y APLICACIÓN DE EQUIPOS DE BOMBEO

TEMA:

**GENERALIDADES, PROCESO ADMINISTRATIVO Y
CALIDAD**

COORDINADOR: DR. RICARDO CHICUREL UZIEL

PALACIO DE MINERÍA: JUNIO 2004



DIVISIÓN DE
EDUCACIÓN
CONTINUA



DISEÑO, SELECCIÓN Y APLICACIÓN DE EQUIPOS DE BOMBEO

Objetivo: Proporcionar los fundamentos para la selección y diseño de sistemas de bombeo.

Dirigido a: Ingenieros de planta, de proyecto, de mantenimiento y demás personal técnico de estas áreas y de la operación de sistemas de agua potable y saneamiento.

Temario:

1.	Clasificación de bombas	1
2.	Bombas centrífugas	3
	2.1 <i>Teoría general de funcionamiento</i>	4
	2.2 <i>Curvas características</i>	6
	2.3 <i>Leyes de similitud, de afinidad y velocidad específica</i>	9
3.	Bombas de desplazamiento positivo	14
	3.1 <i>Tipos</i>	14
	3.2 <i>Cálculo de desplazamiento</i>	19
	3.3 <i>Deslizamiento y eficiencias</i>	19
	3.4 <i>Pérdidas por fricción viscosa</i>	24
4.	Cavitación y CNPS	27
5.	Diseño de cárcamos	32
6.	Flujo en tuberías	47
	6.1 <i>Continuidad</i>	47
	6.2 <i>Ecuación de Bernoulli</i>	47
	6.3 <i>Cálculo de pérdidas en tuberías</i>	49
7.	Operación de sistemas de bombeo	52
	7.1 <i>Curva del sistema y punto de operación</i>	52
	7.2 <i>Operación de sistemas en serie y en paralelo</i>	58

8.	Procedimientos de selección	67
9.	Instalación, alineación y puesta en marcha	70
10.	Manejo de aguas residuales	73
	10.1 Necesidad de bombeo	73
	10.2 Recomendaciones para las estaciones de bombeo	74
	10.3 Características de los cárcamos	75
	10.4 Tipos de bombas	83
	10.5 Potencia de bombeo necesario	93
	10.6 Instalaciones de bombas sumergidas	94
	10.7 Diseño y dimensiones de cárcamos	97
	10.8 Bombas tipo tornillo o de Arquímedes	105
	 Bibliografía	 112

1. CLASIFICACIÓN DE BOMBAS

Características Generales

Existen dos grandes categorías de bombas: centrifugas y de desplazamiento positivo. En las primeras, se genera un diferencial de presión por efecto dinámico debido a la rotación del fluido impartida por un impulsor. Así, se establece un gradiente de presión en la dirección radial resultante del campo de fuerzas centrifugas distribuidas en el líquido. Cabe mencionar que las bombas de flujo axial, o de hélice ("propeller"), se clasifican generalmente como centrifugas aunque en ese caso el gradiente de presión se produce en dirección axial por efecto de la reacción entre las aspas de la hélice y el fluido. La presión entregada por las bombas centrifugas depende fuertemente de la velocidad de operación.

En las bombas de desplazamiento positivo, la succión y la descarga del fluido se producen por cambios volumétricos de cámaras o espacios confinados. La succión corresponde a un incremento de volumen y la descarga a una reducción. El ejemplo que mas claramente ilustra esta acción es el de las bombas de pistones. El gasto que entrega una bomba de desplazamiento positivo en principio es proporcional a la velocidad de operación e independiente de la presión; sin embargo, debido a fugas internas, dicha relación no se cumple estrictamente.

Aplicaciones de las bombas centrifugas

Las bombas centrifugas tienen el atractivo de ser muy sencillas y de no tener partes sujetas a rozamiento. Por otro lado, deben operar a velocidades relativamente altas para generar suficiente presión, lo cual limita su uso al bombeo de fluidos de baja viscosidad.

En general se utilizan para presiones bajas: menos de 50 metros de columna, aunque en tamaños grandes o bien cuando se incorporan varias etapas, se pueden obtener presiones considerablemente mayores. Las bombas centrifugas se acoplan directamente a un motor sin requerir reductor de velocidad.

Aplicaciones de las bombas de desplazamiento positivo

Existe una gran variedad de máquinas de desplazamiento positivo para aplicaciones muy diversas en las que las bombas centrifugas no son adecuadas como, por ejemplo, para presiones relativamente altas, para manejo de fluidos viscosos o abrasivos, y cuando se requiere una dosificación precisa. Algunos tipos de bombas de desplazamiento positivo son: de pistones, de engranes externos, de engranes internos, de paletas, de tornillo, de lóbulos, de estrella, de cavidad progresiva, de rotor flexible y de diafragma. De las anteriores, las de pistones se

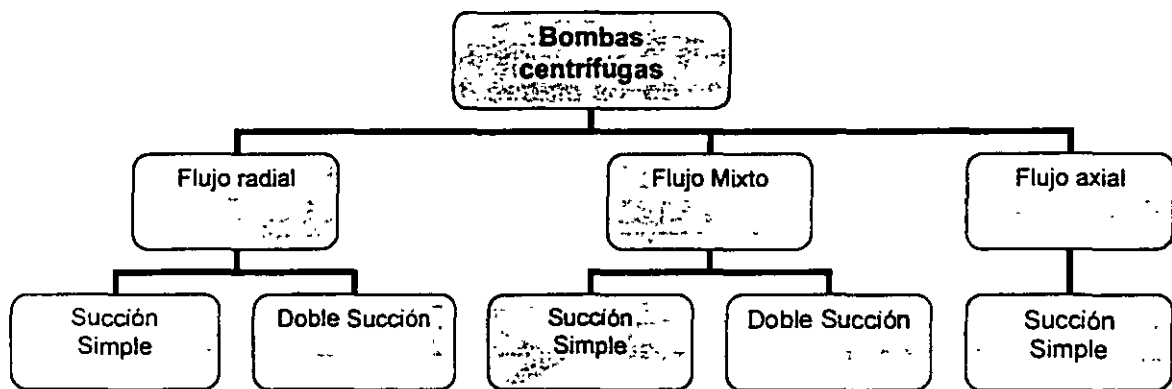
utilizan para las presiones más altas, como las empleadas en los sistemas hidráulicos de potencia, y también para dosificación.

Las de engranes se utilizan extensamente en las industrias de proceso, prefiriéndose las de engrane interno para fluidos de mas alta viscosidad y las de engranes externos para presiones más elevadas. Las bombas de estrella, introducidas recientemente al mercado, compiten principalmente con las de engrane interno. Las bombas de tornillo están generalmente indicadas para viscosidades medias y gastos altos y se utilizan ampliamente en la industria petroquímica. Lo anterior da una idea de algunas de las aplicaciones de las bombas de desplazamiento positivo sin pretender una presentación exhaustiva del tema.

2. BOMBAS CENTRÍFUGAS

El objetivo de este tema es proporcionar elementos teóricos y prácticos que permitan comprender el funcionamiento de las bombas centrífugas. Estos elementos son fundamentales para el análisis de la operación de sistemas de bombeo y para la selección adecuada de bombas.

De acuerdo con la dirección y tipo de flujo en el interior de las bombas centrífugas, éstas se pueden clasificar en:



La figura 2.1 muestra los principales elementos que componen una bomba centrífuga.

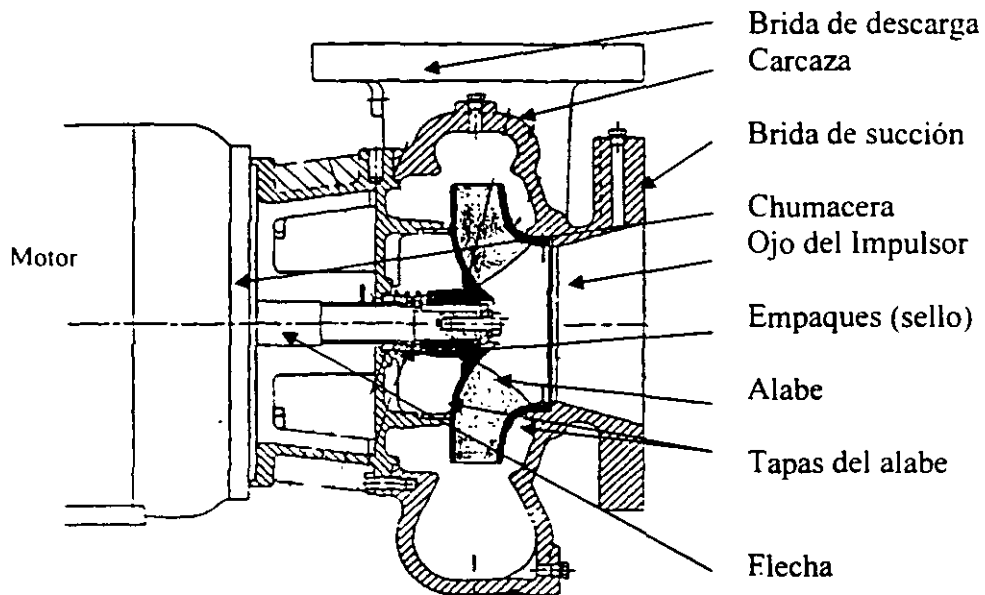


Fig. 2.1 Principales componentes de una bomba centrífuga

Sin duda alguna el elemento más importante de una bomba centrífuga es el impulsor. Su función es transformar la potencia mecánica P_m que le transmite el motor (a través de la flecha), en potencia hidráulica, que está dada por:

$$P_H = \gamma \cdot Q \cdot H_B \quad (1)$$

Donde γ el peso específico del líquido, Q el gasto volumétrico y H_B la carga dinámica que desarrolla la bomba. A continuación se muestra como se produce dicha transformación de potencia.

2.1 Teoría general de funcionamiento

La figura 2.2 muestra el corte transversal (al eje de giro) de un impulsor. Con línea gruesa se destaca el trazo de uno de los alabes de este impulsor desde la sección de entrada del flujo (1) hasta la sección de salida (2).

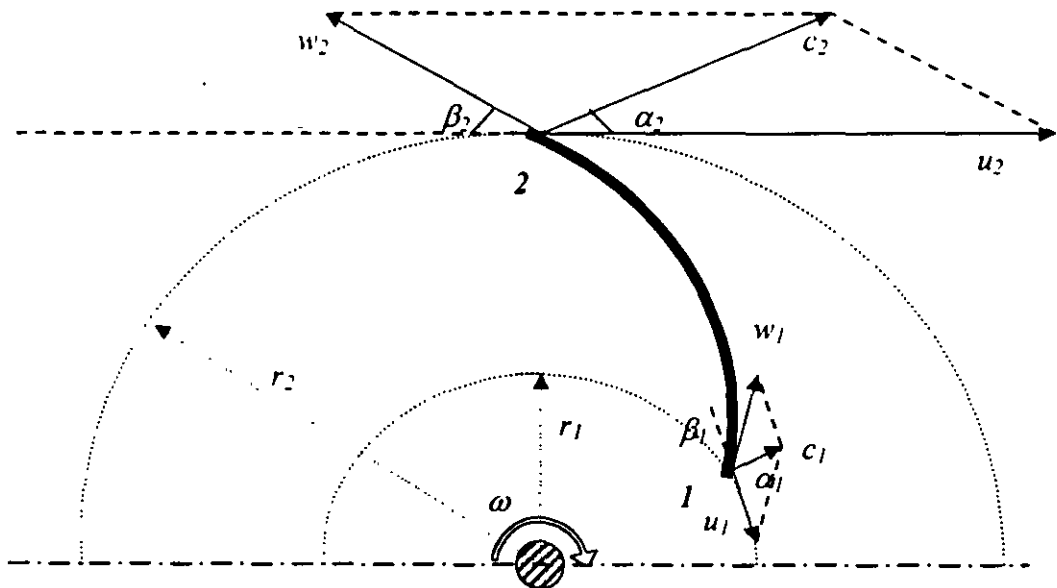


Fig. 2.2 Velocidades y ángulos en el alabe de un impulsor

En cada uno de estos dos puntos pueden destacarse los siguientes vectores de velocidad:

- u ($=\omega r$) velocidad periférica, donde ω , que es la velocidad angular del impulsor en radianes por segundo, está dada por $\omega = \pi N / 30$. Siendo N la velocidad de rotación dada en revoluciones por minuto.
- w velocidad relativa del flujo
- c velocidad absoluta del flujo

Los ángulos que forman entre sí estos vectores, en cada punto, son:

α ángulo entre los vectores c y u

β ángulo agudo entre w y la línea de acción de u

A partir de estos vectores es posible construir el *triángulo de velocidades*, para cada punto, como se muestra en la figura 2.3.

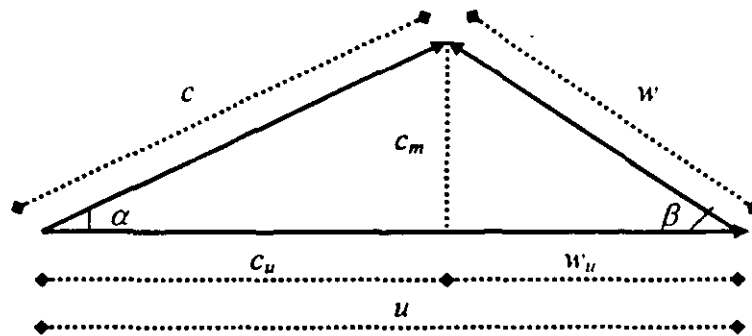


Fig. 2.3 Triángulo de velocidades

En esta figura c_m y c_u son las componentes meridional y periférica de la velocidad absoluta, respectivamente.

Basándonos en estos esquemas podemos establecer, a partir de la ecuación de impulso y cantidad de movimiento, que el momento o par resultante que el impulsor transmite al líquido está dado por:

$$M = \frac{\gamma}{g} \cdot Q \cdot (r_2 c_2 \cos \alpha_2 - r_1 c_1 \cos \alpha_1) \quad (2)$$

Por otro lado, la potencia mecánica representa el flujo de energía suministrado al impulsor mediante la flecha, esto es:

$$P_m = M \cdot \omega \quad (3)$$

Sustituyendo (2) en (3):

$$P_m = \frac{\gamma}{g} \cdot Q \cdot (r_2 c_2 \cos \alpha_2 - r_1 c_1 \cos \alpha_1) \cdot \omega \quad (4)$$

o bien:

$$P_m = \frac{\gamma}{g} \cdot Q \cdot (u_2 c_{u2} \cos \alpha_2 - u_1 c_{u1} \cos \alpha_1) \quad (5)$$

que, según la figura 2.3, también puede escribirse como:

$$P_m = \frac{\gamma}{g} \cdot Q \cdot (u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1}) \quad (6)$$

Si toda la potencia mecánica disponible en la flecha es entregada al líquido como potencia hidráulica, se tiene que:

$$P_m = P_H$$

Entonces, tomando en cuenta las ecuaciones (1) y (6), la carga que en teoría desarrolla la bomba está dada por:

$$H_H = \frac{1}{g} \cdot (u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1}) \quad (7)$$

que es conocida como la *Ecuación de Euler*.

Con la finalidad de facilitar el flujo que ingresa al impulsor de una bomba centrífuga, se busca en su diseño que flujo de entrada sea puramente radial ($\alpha_1 = 90^\circ$ y $c_{u1} = 0$). Por otra parte, se busca que el ángulo de salida (α_2) sea lo más pequeño posible (c_{u2} tiende a c_2).

Evidentemente, la carga que entrega una bomba centrífuga depende del gasto bombeado. Generalmente el término $u_1 c_{u1}$ en la ecuación de Euler es despreciable. Analizando entonces sólo el término $u_2 c_{u2}$ se tiene que, cuando el gasto es nulo, el ángulo α_2 es igual a cero y la carga teórica correspondiente toma su valor máximo ($H_{BMAX} = u_2^2/2g$). Por el contrario, si el gasto crece, α_2 tiende a 90° y la carga tiende a un valor nulo. Finalmente, es fácil demostrar que, en teoría, la carga depende en forma lineal del gasto.

Las curvas reales de carga contra gasto se aproximan a las curvas teóricas en función de que tan cercana sea la orientación del flujo respecto a los triángulos de velocidades teóricos. Esta condición se asemeja para el gasto de diseño de la bomba y se aleja para gastos mucho mayores o menores a dicho gasto.

2.2 Curvas características

El comportamiento real de una bomba se representa normalmente a través de curvas proporcionadas por su fabricante. Estas curvas son:

- a) curva carga - gasto (conocida como *la curva característica* de la bomba)
- b) curva eficiencia - gasto
- c) curva carga neta positiva de succión - gasto

En esta sección se discuten las dos primeras curvas. La tercera está relacionada con el problema de cavitación y será comentada en el capítulo 4.

a) *Curva Carga – Gasto (H_B vs Q)*

En la sección anterior se comentó que la carga entregada por una bomba centrífuga disminuye a aumentar el gasto bombeado. En teoría la relación entre estas variables es lineal, sin embargo en la práctica tal relación es una línea curva que depende del diseño propio de la bomba. La figura 2.4 muestra un ejemplo de esta curva.



Fig. 2.4 Curva característica (carga-gasto) de una bomba

Como se comentará en la siguiente sección, es muy común que los fabricantes presenten, para un modelo de bomba y velocidad de giro dados, un conjunto de curvas características para diferentes diámetros del impulsor (figura 2.5).

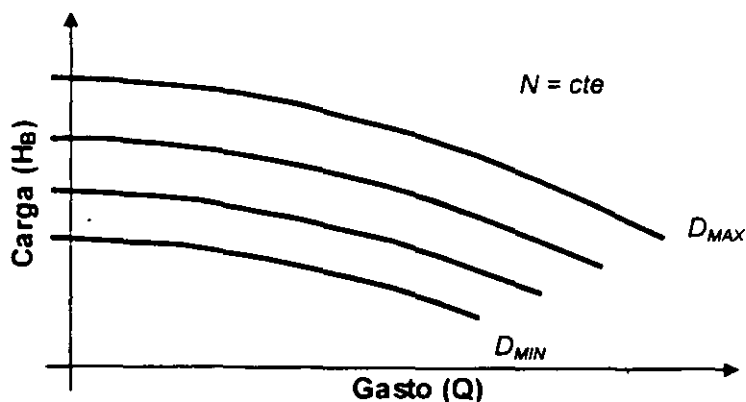


Fig. 2.5 Curvas características para diferentes diámetros del impulsor

Es importante señalar que la velocidad de rotación (N) de la bomba depende del motor al cual está acoplada.

b) *Curva Eficiencia – Gasto (η_B vs Q)*

En realidad, la potencia hidráulica que recibe el líquido bombeado es menor que la potencia mecánica disponible en la flecha. La relación entre estas potencias, denominada eficiencia de la bomba, está dada por:

$$\eta_B = P_H / P_m \tag{8}$$

Al igual que la carga, la eficiencia depende del gasto y debe ser proporcionada por el fabricante. Como puede observarse en la figura 2.6, la curva eficiencia – gasto normalmente presenta un *valor máximo* (η_{BMAX}) correspondiente al *gasto de diseño* de la bomba ($Q_{diseño}$). Finalmente de la curva carga – gasto se puede obtener, para este gasto, la *carga de diseño* de la bomba ($H_{Bdiseño}$).

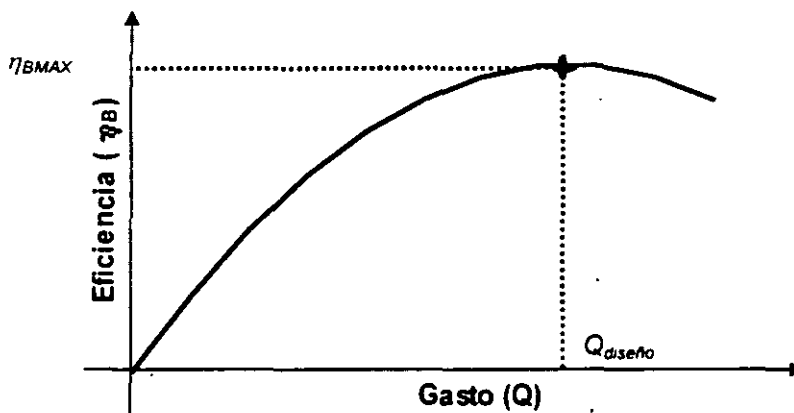


Fig. 2.6 Curva eficiencia – gasto

Aunque la relación entre la eficiencia y el gasto mostrada en la figura 2.6 es explícita, normalmente los fabricantes prefieren presentar esta información en la misma gráfica de carga-gasto, utilizando curvas de *isoeficiencia*, tal como se muestra en la figura 2.7.

En este caso la eficiencia se obtiene por interpolación de los valores de estas curvas en el punto de operación de la bomba (ver capítulo 7). Nótese que la máxima eficiencia corresponde al diámetro máximo de impulsor.

En resumen, dado el gasto de operación de una bomba, la carga dinámica que entrega se obtiene de la curva carga - gasto (figura 2.4 ó 2.5), mientras que la eficiencia deberá obtenerse de la curva eficiencia – gasto (figura 2.6 ó 2.7).

Finalmente, las potencias hidráulica y mecánica podrán calcularse con las ecuaciones (1) y (8), respectivamente.

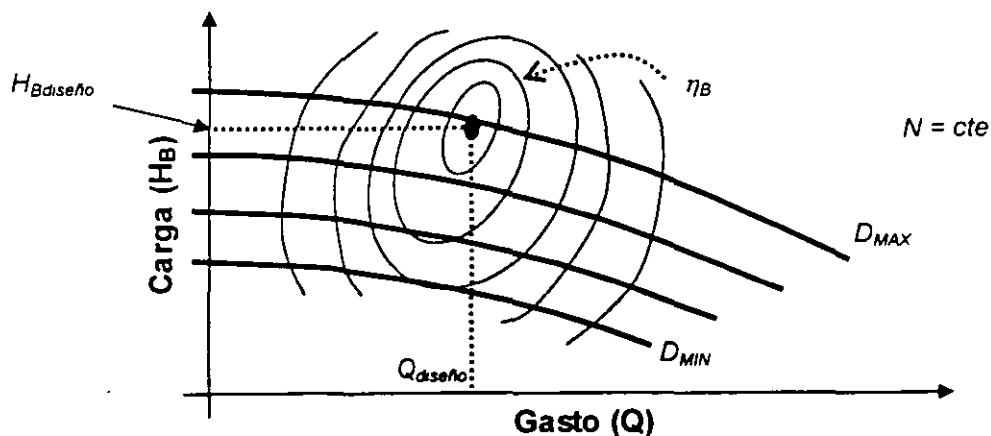


Fig. 2.7 Curvas características y curvas de isoeficiencia

2.3 Leyes de similitud, de afinidad y velocidad específica

Leyes de Similitud

Dos bombas son geoméricamente semejantes si guardan una proporción constante en sus dimensiones. Si además, dos bombas geoméricamente semejantes, operan en condiciones para las cuales las velocidades del flujo, en puntos correspondientes, tienen la misma dirección y sus magnitudes guardan una relación constante, entonces ambas operan con un comportamiento homólogo, es decir operan en puntos homólogos.

Sea:

- D diámetro de descarga del impulsor seleccionado como una dimensión característica de la bomba
- N la velocidad de rotación del impulsor
- H_B la carga dinámica total de la bomba
- Q el gasto volumétrico

Entonces, para bombas homólogas, las aceleraciones del fluido en puntos geoméricamente correspondientes se relacionan de la siguiente manera:

$$(a) \propto (\Delta V / \Delta t) \propto \frac{ND}{D/ND} = N^2 D \quad (9)$$

La relación de las fuerzas inerciales es:

$$(F_i) \propto (ma) \propto (\gamma/g)D^3 N^2 D = (\gamma/g)N^2 D^4 \quad (10)$$

y de las fuerzas resultantes de la presión:

$$(F_p) \propto (\gamma \cdot H_B \cdot D^2) \quad (11)$$

La razón F_p/F_i debe ser constante:

$$\frac{\gamma \cdot H_B \cdot D^2}{(\gamma/g)N^2 D^4} = \frac{g \cdot H_B}{N^2 D^2} = cte \quad (11)$$

lo que equivale a :

$$H_B \propto N^2 D^2 \quad (12)$$

Para el gasto se tiene:

$$Q \propto (ND)D^2 = ND^3 \quad (13)$$

Recordando la ecuación (1), la potencia hidráulica es proporcional al gasto y a la carga:

$$P_H \propto ND^3 \cdot N^2 D^2 = N^3 D^5 \quad (14)$$

Para condiciones homólogas, las eficiencias son aproximadamente iguales si despreciamos los efectos de escala asociados a las rugosidades al cambiar de tamaño de una bomba a otra.

De esta forma se puede entonces deducir que para dos bombas homólogas, denominada una como prototipo (P) y la otra como modelo (M), se cumple que:

$$\frac{H_P}{H_M} = \left(\frac{N_P}{N_M}\right)^2 \times \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^2 \quad (H \propto N^2 D^2) \quad (15)$$

$$\frac{Q_P}{Q_M} = \left(\frac{N_P}{N_M}\right) \times \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^3 \quad (Q \propto ND^3) \quad (16)$$

$$\frac{P_P}{P_M} = \left(\frac{N_P}{N_M}\right)^3 \times \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^5 \quad (P \propto HQ \text{ ó } N^3 D^5) \quad (17)$$

Conocidas como *Leyes de Similitud* donde, por simplicidad, se ha eliminado el subíndice (B) a la carga de bombeo.

Para que se cumplan estrictamente las condiciones de homología, debería existir similitud de fuerzas de tipo viscoso. Sin embargo, éstas son generalmente despreciables en el caso de las bombas centrífugas operando en régimen turbulento.

Velocidad específica

De las expresiones anteriores se desprende que si una bomba tiene un punto de máxima eficiencia dado, éste se trasladará, si cambiamos su velocidad de rotación (N) y/o si cambiamos su tamaño, a otro punto homólogo también de máxima eficiencia.

Los fabricantes de equipo de bombeo basados en la nota anterior han definido un parámetro denominado *velocidad específica* (N_s), que se obtiene al relacionar las variables H , Q y N de diseño.

Reagrupando términos en la expresión (15) obtenemos:

$$\frac{D_P}{D_M} = \left(\frac{H_P}{H_M} \right)^{1/2} \times \left(\frac{N_M}{N_P} \right) \quad (18)$$

Reemplazando (18) en la expresión (16) obtenemos:

$$\frac{Q_P}{Q_M} = \left(\frac{N_P}{N_M} \right) \times \left(\frac{H_P}{H_M} \right)^{3/2} \times \left(\frac{N_M}{N_P} \right)^3 \quad (19)$$

Por lo que:

$$\frac{Q_P}{Q_M} = \left(\frac{H_P}{H_M} \right)^{3/2} \times \left(\frac{N_M}{N_P} \right)^2 \quad (20)$$

Sacando raíz cuadrada a ambos términos y reagrupando variables para prototipo y modelo tenemos:

$$\left(\frac{N_P \times \sqrt{Q_P}}{H_P^{3/4}} \right) = \left(\frac{N_M \times \sqrt{Q_M}}{H_M^{3/4}} \right) \quad (21)$$

Al reemplazar Q , H y N por los valores de diseño, esta expresión corresponde a la definición de N_s .

$$Ns = \left(\frac{N \times \sqrt{Q_{\text{diseño}}}}{H_{\text{diseño}}^{3/4}} \right) \quad (22)$$

La importancia de este parámetro Ns , es que un diseño de impulsor de bomba dado, tiene un único valor de Ns que lo caracteriza.

Estrictamente, el Ns se define para un impulsor de succión simple, sin embargo en la práctica no se ha hecho distinción cuando se caracterizan impulsores de doble succión, por tanto debe tomarse en cuenta si la bomba es de succión simple o doble para poderla comparar con otros diseños.

Es conveniente resaltar que el Ns se define por impulsor, por lo que una bomba con varios pasos intermedios se clasificará con base en las propiedades de cada impulsor.

Como consecuencia de lo anterior, bombas con igual Ns corresponden a bombas homólogas ó semejantes.

La forma geométrica de los impulsores puede clasificarse con base al Ns correspondiente, resultando que para bombas de bajo caudal y grandes cargas (Ns bajos) los impulsores son de gran diámetro, con canales de paso del flujo con sección transversal relativamente pequeña. Por el contrario, en bombas de alto caudal y baja carga (Ns altos), los impulsores resultan de bajo diámetro y canales de paso del flujo con sección transversal grande.

Otro aspecto interesante es que las bombas con Ns muy bajos tienden a tener baja eficiencia. Por esta razón, algunos fabricantes ofrecen equipo de bombeo que tiene dos o más etapas de bombeo en serie, alcanzando presiones altas con varios pasos, utilizando diseños con Ns medio y operando con eficiencias altas.

Estos esquemas suelen ser utilizados en las bombas multipasos que son utilizadas en procesos industriales.

Las bombas de pozo profundo utilizan varias etapas en serie para proporcionar cargas de bombeo importantes, además permiten que su diseño tenga diámetros relativamente pequeños, similares al diámetro de la columna de la bomba, evitando que requieran de un mayor costo de perforación.

Los fabricantes suelen ofrecer un modelo de bomba correspondiente a un Ns dado. Variando el tamaño y la velocidad de rotación es posible cubrir una franja para una carga dada, cubriendo distintos gastos, ofreciendo un producto que pueda cubrir las necesidades del cliente.

De aquí se desprende que se debe realizar una selección preliminar del equipo de bombeo, evaluando el Ns adecuado a la aplicación proyectada.

Leyes de afinidad (ajuste de operación por recorte de impulsores)

Cuando es necesario ajustar el punto de operación de una bomba existente, se puede optar por cambiar su velocidad o mediante el recorte de su impulsor. Para tal fin se utilizan las expresiones de afinidad que difieren ligeramente de las expresiones de similitud anteriormente expuestas.

En este caso la misma bomba es tomada como modelo y prototipo, sólo que para este último la bomba se encuentra modificada.

Al realizar el recorte del diámetro mayor del impulsor, cambiamos la velocidad periférica de salida del flujo, sin embargo no hemos cambiado el tamaño de la bomba y por tanto tampoco cambiamos sensiblemente el área de sección transversal de salida del flujo entre alabes. Por este motivo la ecuación (16) que nos relaciona la alteración de gasto Q_P/Q_M dependerá solo de D_P/D_M y no de $(D_P/D_M)^3$. Así las ecuaciones de afinidad se describen como:

$$\frac{H_P}{H_M} = \left(\frac{N_P}{N_M} \right)^2 \times \left(\frac{D_P}{D_M} \right)^2 \quad (H \propto N^2 D^2 / g) \quad (23)$$

$$\frac{Q_P}{Q_M} = \left(\frac{N_P}{N_M} \right) \times \left(\frac{D_P}{D_M} \right) \quad (Q \propto ND) \text{ (sólo se realiza el recorte del impulsor)} \quad (24)$$

$$\frac{P_P}{P_M} = \left(\frac{N_P}{N_M} \right)^3 \times \left(\frac{D_P}{D_M} \right)^3 \quad (P \propto HQ) \quad (25)$$

Para determinar el recorte es necesario trasladar el punto de operación requerido a la curva de la bomba para hallar el punto homólogo, posteriormente se determina cual es el D_P/D_M que satisface la condición de nuestro interés.

Para lograr nuestro objetivo, no debemos olvidar que el punto homólogo sufre una alteración por el recorte, tanto en gasto como en carga, por lo que no podemos calcular el recorte utilizando sólo una de las dos expresiones planteadas. Por lo general el fabricante del equipo de bombeo presenta las curvas correspondientes a recortes del impulsor recomendados (figura 2.5), como ésta es una maniobra que no corresponde al diseño original, produce una pérdida de eficiencia del orden de 1% por cada 10% de recorte. Como el planteamiento de las expresiones de afinidad, es una aproximación, el error del cálculo realizado, crece al practicar un recorte significativo, por lo cual no se recomienda llevar a cabo recortes grandes (mayores a un 3 ó 4%) sin el respaldo de pruebas de funcionamiento a diámetros intermedios.

3. BOMBAS DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO

3.1 Tipos

Existe un gran número de tipos de bombas de desplazamiento positivo. A continuación se describen brevemente algunos de ellos, y se presentan figuras en las que se ilustran en forma esquemática.

En las bombas de engranes, figura 3.1, se utiliza un engrane impulsor y uno impulsado que giran dentro de una carcaza en la que quedan separadas dos zonas, una de baja presión y otra de alta, a ambos lados del punto de enlace de los engranes. Los espacios entre los dientes de cada engrane se llenan de fluido después de pasar el punto de enlace. Ese fluido es entonces conducido por los dientes, de la zona de baja presión a la de alta, siendo expulsado de entre ellos al pasar por el punto de enlace.

En la bomba de estrella, figura 3.2, un disco impulsor con pernos axiales, mueve a una estrella cuyo eje es excéntrico con respecto al eje de dicho impulsor. Los pernos penetran periódicamente en los escotes de la estrella. Al salir de los escotes entran a un pasaje de bombeo desplazando al fluido que allí se encuentra de la succión a la descarga.

Las bombas de paletas, figura 3.3, utilizan un rotor ranurado. Cada ranura aloja a una paleta que puede deslizarse radialmente. Las paletas hacen contacto en su extremo mas alejado del centro de rotación con una carcaza excéntrica, mediante la acción de un resorte o bien de la fuerza centrífuga. De este modo se forman espacios de volumen variable entre paletas adyacentes. Cada espacio incrementa su volumen al pasar por la zona de succión y lo reduce al pasar por la zona de descarga.

Las bombas de lóbulos, figura 3.4, son parecidas a las de engranes externos, requiriendo de engranes de sincronización por fuera de la carcaza pues el perfil de los lóbulos no es adecuado para la transmisión de movimiento entre ellos.

En las bombas de tornillo, figura 3.5, el fluido es conducido axialmente en cavidades confinadas por el tornillo y la carcaza.

La acción de bombeo en una **bomba de cavidad progresiva**, figura 3.6, es semejante a la de las bombas de tornillo, pero solamente se tiene un elemento móvil.

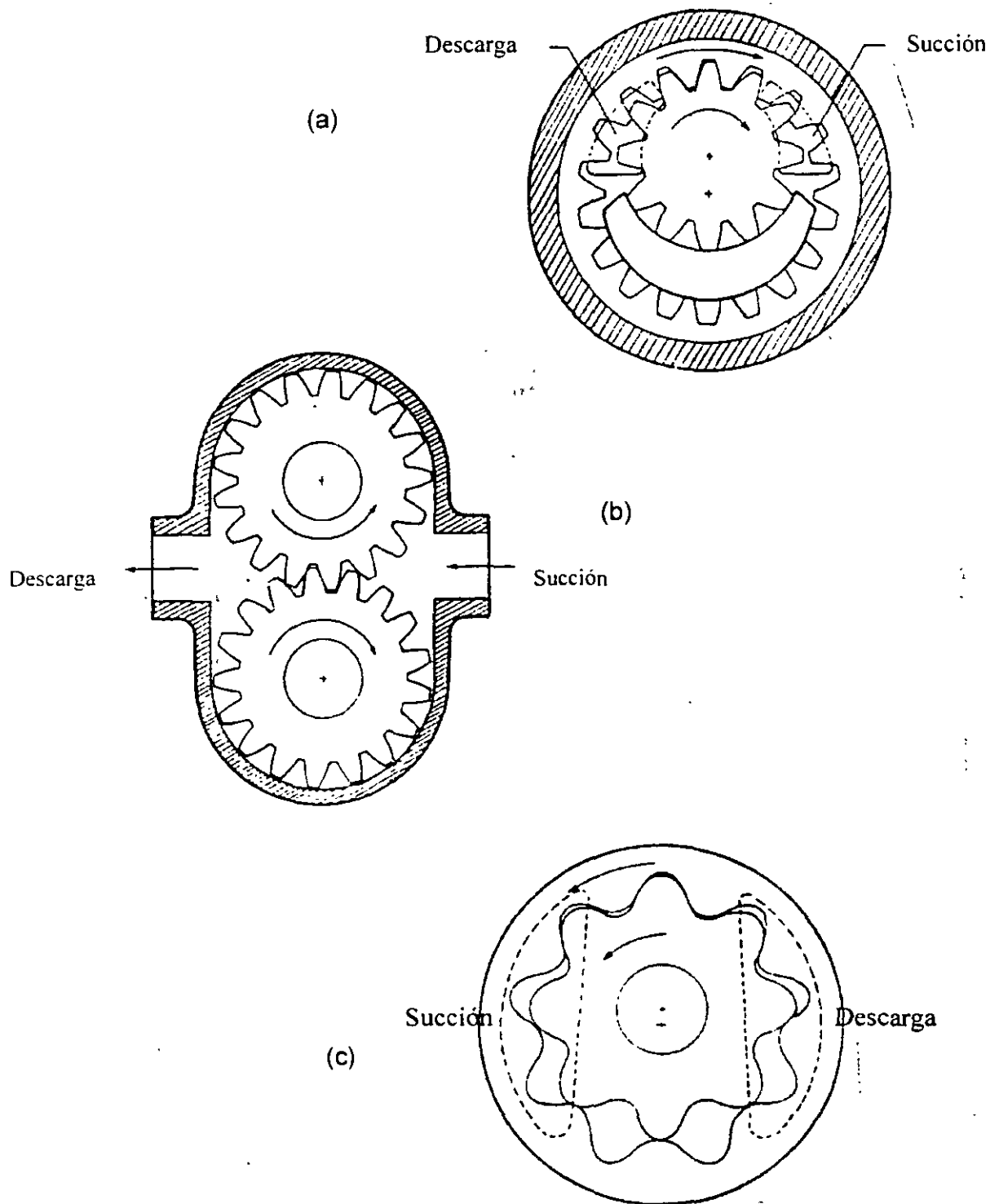


Fig 3.1 Bombas de engranes. (a) bomba de engrane interno, (b) bomba de engranes externos y (c) bomba de engrane interno de un diente de diferencia

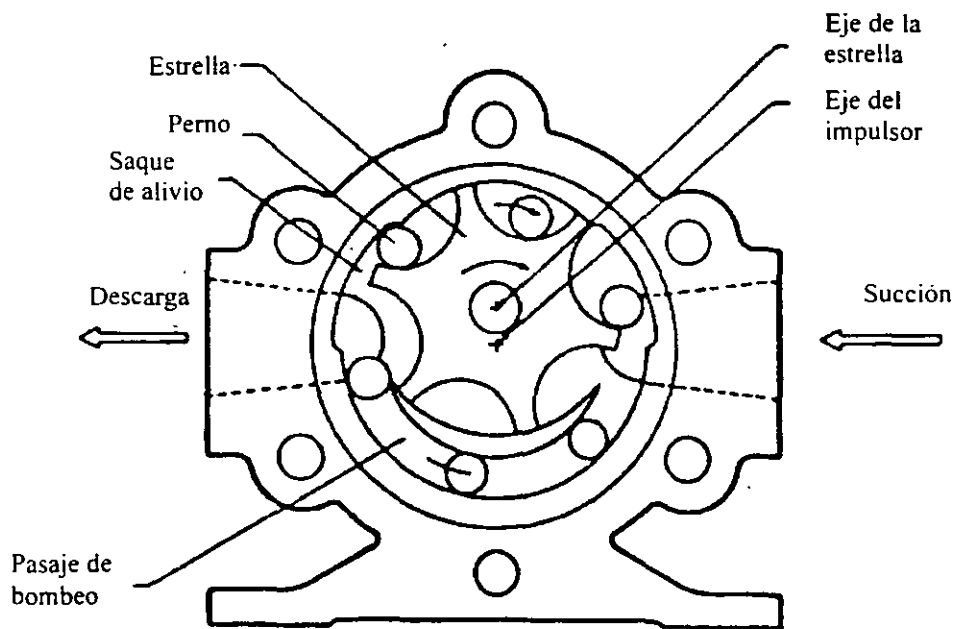


Fig 3.2 Bomba de estrella

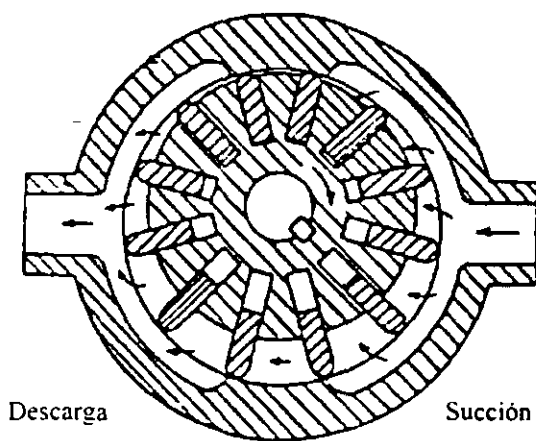


Fig 3.3 Bomba de paletas

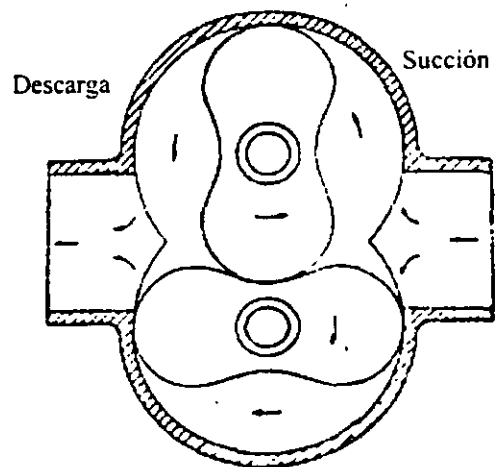


Fig 3.4 Bomba de lóbulos

En ciertas bombas de desplazamiento positivo se hace uso de elementos flexibles. Tres ejemplos importantes de este tipo son: **las bombas de diagrama, las de rotor flexible y las peristálticas.** En las primeras, figura 3.7, el diafragma es accionado mecánicamente o bien por medio de fluido hidráulico inyectado por un émbolo. El diafragma actúa sobre el fluido que se desea bombear, el cual es succionado y luego expulsado de una cámara que cuenta con válvulas unidireccionales de admisión y descarga.

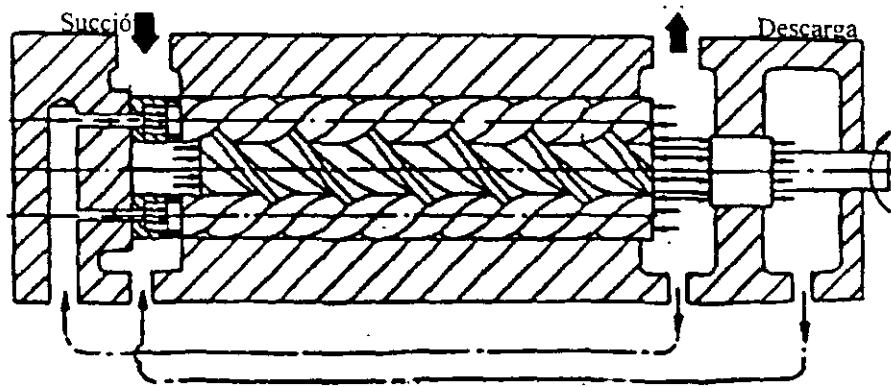


Fig 3.5 Bomba de tornillo

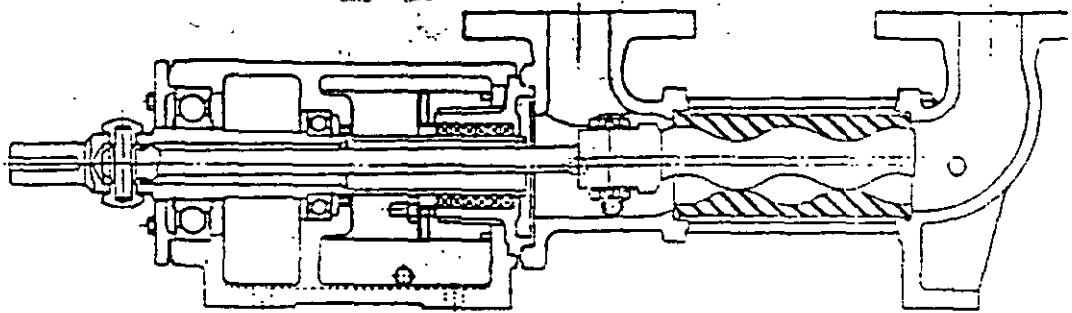


Fig 3.6 Bomba de cavidad progresiva

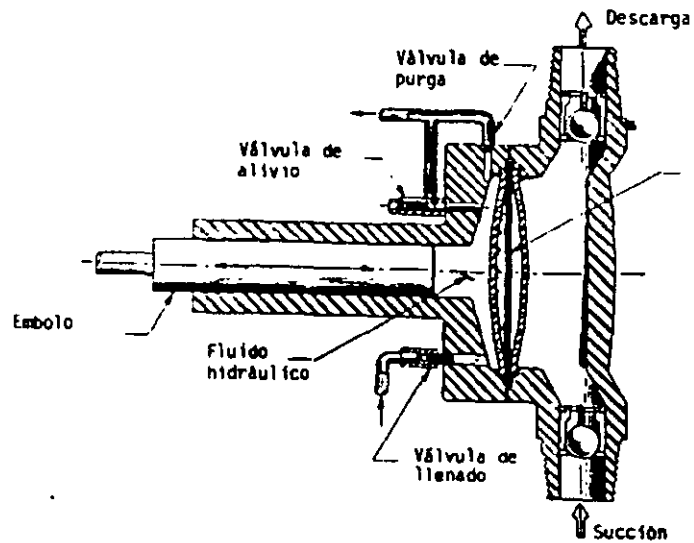


Fig 3.7 Bomba de diafragma

En una **bomba de rotor flexible**, figura 3.8, los brazos radiales de dicho rotor se flexionan periódicamente al girar éste dentro de una carcasa excéntrica. Así, el volumen de los espacios entre brazos varía cíclicamente produciendo succión cuando aumenta y expulsando al fluido cuando disminuye.

Las **bombas peristálticas**, figura 3.9, consisten esencialmente en un tubo flexible, curvo, dentro del cual se desplaza el fluido bombeado por efecto del avance de una zona de aplastamiento causada por la presión de rodillos montados en los extremos de un rotor.

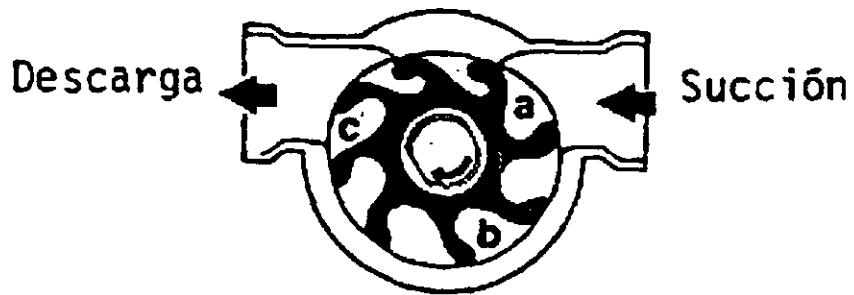


Fig 3.8 Bomba de rotor flexible

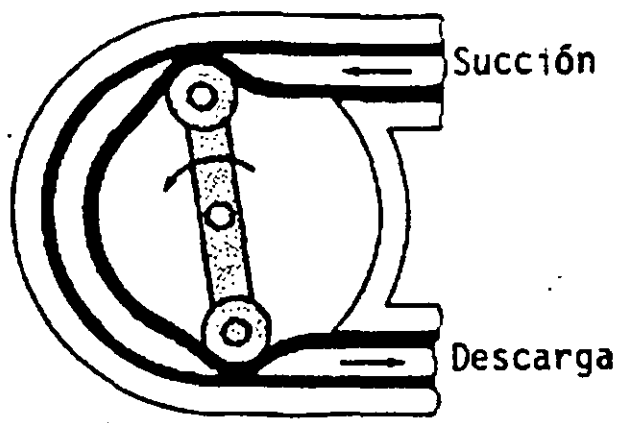


Fig 3.9 Bomba peristáltica

3.2 Cálculo de desplazamiento

El volumen desplazado en cada revolución de una bomba de desplazamiento positivo cualquiera puede calcularse mediante consideraciones geométricas que generalmente son bastante evidentes. Por ejemplo, en el caso de una bomba de paleta, el desplazamiento es igual a la diferencia entre los volúmenes máximo y mínimo de un espacio entre paletas, multiplicado por el número de éstas. En el caso de una bomba de estrella, se demuestra fácilmente que el desplazamiento es igual al volumen barrido por un perno en una revolución.

3.3 Deslizamiento y eficiencias

Deslizamiento S en una bomba rotatoria es la cantidad de fluido que se pierde entre el volumen abierto a la descarga y el volumen abierto a la succión por unidad de tiempo.

El deslizamiento depende:

- del claro entre los elementos rotatorios y estacionarios,
- del diferencial de presión entre el volumen abierto a la descarga y el volumen abierto a la succión y
- de las características del fluido (particularmente la viscosidad)

Las unidades comúnmente utilizadas para el deslizamiento son lpm ó gpm.

El deslizamiento en una bomba rotatoria es un factor importante en su funcionamiento y sus aplicaciones. Una buena comprensión del concepto de deslizamiento y de los efectos de diseño de la bomba, del tipo de las tolerancias de manufactura, de las condiciones del fluido y de las condiciones de operación del sistema en la magnitud del deslizamiento es necesaria tanto para el diseñador como para el usuario.

El deslizamiento en una bomba rotatoria sólo ocurre cuando existe una diferencia de la presión entre las cámaras de succión y descarga de la bomba. Esta diferencia de presión es causa de que fluya el fluido entre las cámaras de descarga y de succión, a través de los claros entre el impulsor o rotor y los elementos del cuerpo de la bomba, provocando un efecto análogo al de un "bypass" alrededor de la bomba, entre el puerto de descarga y el puerto de succión.

La mayoría de las bombas rotatorias son de construcción tal que los claros en la bomba son de igual naturaleza que los encontrados entre dos placas planas paralelas, una estacionaria y la otra móvil. Estos claros de sección rectangular de

ancho entre prácticamente cero y algunas milésimas de pulgada, más la variación consecuente de las tolerancias de maquinado pueden causar variaciones considerables en el flujo de descarga.

También la deflexión de las partes móviles en la bomba expuestas a diferencias de presión, puede causar variaciones relativamente grandes en los claros de la bomba. Es por esto que cada bomba debe ser probada para determinar el deslizamiento bajo las condiciones particulares de operación.

Capacidad

La capacidad de una bomba rotatoria ó gasto Q es la cantidad neta de fluido entregado por la bomba por unidad de tiempo a través del puerto de descarga bajo determinadas condiciones de operación. Cuando el fluido es incompresible, la capacidad es numéricamente igual al total del líquido desplazado por la bomba por unidad de tiempo menos el deslizamiento.

La capacidad se expresa comúnmente en litros por minuto (lpm) ó galones por minuto (gpm).

$$Q = DN - S = Q_d - S \quad (1)$$

donde:

Q = es la capacidad de la bomba o gasto (lpm ó gpm)

S = es el deslizamiento de la bomba (lpm ó gpm)

N = es el número de revoluciones por minuto (rpm)

D = desplazamiento de la bomba en litros por revolución (lpr).

Q_d = desplazamiento de la bomba en litros por minuto (lpm)

Velocidad

La velocidad N de una bomba rotatoria es el número de revoluciones de la flecha del rotor principal por unidad de tiempo. Cuando no existe reducción o amplificación entre la flecha del accionamiento y la flecha del rotor principal, la velocidad puede ser medida o tomada en la flecha del accionamiento. La velocidad se expresa comúnmente en revoluciones por minuto (rpm).

Presión

La presión absoluta del fluido en cualquier punto en la bomba, expresada en kilogramos por centímetro cuadrado (kg/cm^2), en libras por pulgada cuadrada (lb/in^2) o Pascals (N/m^2) es la presión total en ese punto y es la base para la definición de otras presiones asociadas con la operación de la bomba. Las de más interés se definen a continuación.

Presión de descarga P_d es la presión total a la salida de la bomba. Aún cuando la componen la suma de las presiones del sistema, la presión de descarga es comúnmente expresada como la presión manométrica en el puerto de salida.

Presión de succión P_s es la presión total en la entrada de la bomba. En la práctica común puede ser expresada de varias maneras, como presión absoluta (kilogramos por centímetro cuadrado abs. ó libra por pulgada cuadrada abs.) , como presión manométrica positiva o negativa (kilogramo por centímetro cuadrado ó libra por pulgada cuadrada), o como vacío (milímetros o pulgadas de mercurio).

Presión diferencial P_{td} es la diferencia algebraica entre la presión de descarga y la presión de succión, ambas expresadas en las mismas unidades. La presión diferencial es utilizada en la determinación de la potencia de entrada y en la evaluación del deslizamiento de la bomba:

$$P_{td} = P_d - P_s \quad (2)$$

Presión neta de succión P_{sv} de una bomba rotatoria es la diferencia entre la presión de succión expresada como presión absoluta y la presión de vapor del fluido expresadas en unidades absolutas:

$$P_{sv} = P_{sa} - P_{vapor} \quad (3)$$

Para ilustrar el efecto del deslizamiento en el funcionamiento de una bomba rotatoria, utilizaremos las curvas de comportamiento presión- gasto de una bomba tipo estrella. En la gráfica de la figura 3.10 se muestran las curvas de la bomba a diferentes viscosidades, siendo B un líquido de muy poca viscosidad y F un líquido de mayor viscosidad. Los puntos que conforman la curva representan, cada uno, el gasto correspondiente a una presión. El punto inicial de la curva representa el gasto con deslizamiento cero y corresponde al **desplazamiento**. La distancia entre un punto de la curva y una línea horizontal partiendo del punto del gasto con deslizamiento cero representa el deslizamiento de la bomba a una presión y viscosidad determinada.

Potencia

La Potencia total de entrada para una bomba e_{hp} es la potencia total requerida por el accionamiento de la bomba, para moverla bajo ciertas condiciones de operación dadas. La potencia total de entrada es la suma de la potencia requerida para vencer las pérdidas en el accionamiento de la bomba, la fricción mecánica, la fricción del fluido y las pérdidas por deslizamiento en la bomba; y la potencia neta impartida por la bomba al fluido descargado.

Mod. B5 - 3
Vel.. 1 750



Ref. CURVA PRESION - GASTO

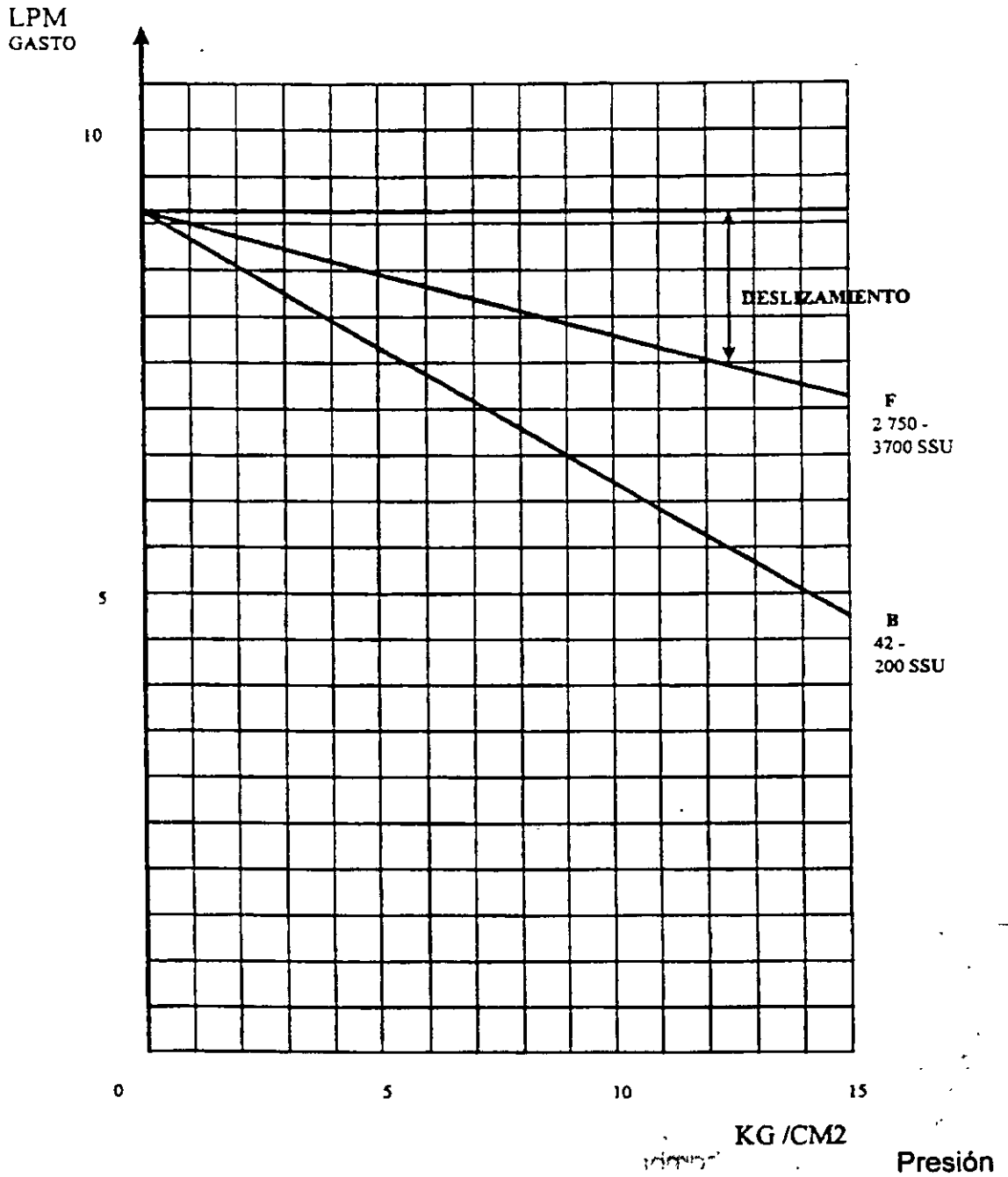


Fig. 3.10 Relación gasto-presión para una bomba rotatoria

La potencia de entrada a la bomba p_{hp} es la potencia neta transmitida a la flecha de la bomba por el accionamiento bajo ciertas condiciones de operación dadas. Esta es la potencia neta disponible después de restarle las pérdidas de potencia en el accionamiento y las asociadas a la transmisión, a la potencia total de entrada.

La potencia de salida de la bomba w_{hp} es la potencia impartida al fluido por la bomba bajo ciertas condiciones de operación, y se le llama frecuentemente **potencia hidráulica**. Es la potencia resultante después de restar las pérdidas de potencia por el deslizamiento, las pérdidas de potencia mecánicas, y las pérdidas de potencia por fricción viscosa en la bomba a la potencia de entrada a la bomba.

Las relaciones entre estas potencias pueden ser expresadas de la manera siguiente:

$$e_{hp} = \text{Pérdidas de potencia en el accionamiento y transmisión} + p_{hp}$$

$$p_{hp} = \text{Pérdidas de potencia en la bomba} + w_{hp}$$

Las unidades comunes para expresar potencia son HP (horsepower) o KW (kilowatt).

La potencia hidráulica puede ser expresada con la formula

$$w_{hp} = QP / 1714 \quad (4)$$

donde w_{hp} es la potencia en HP, Q el gasto en gpm, y P la presión en psi (lb/pulg²)
ó

$$w_{hp} = QP / 611.6 \quad (5)$$

donde w_{hp} es la potencia en KW, Q el gasto en lpm, y P la presión en kg/cm²

Eficiencia de la bomba

Varias eficiencias pueden ser calculadas para una bomba. La eficiencia total es el porcentaje de la potencia total transmitida que representa la potencia hidráulica.

Se calcula

$$E_q = w_{hp} / e_{hp} \times 100 \quad (6)$$

La eficiencia de la bomba E_p , es la razón de la potencia hidráulica y la potencia de entrada a la bomba. Se calcula

$$E_p = w_{hp} / p_{hp} \times 100 \quad (7)$$

La *eficiencia volumétrica* E_v , de una bomba es el porcentaje del desplazamiento de la bomba por unidad de tiempo que representa la capacidad de la bomba. Se calcula:

$$E_v = \frac{Q}{Q + S} \times 100 \quad (8)$$

3.4 Pérdidas por fricción viscosa.

La resistencia al flujo a través de una tubería es causada por esfuerzos cortantes viscosos en el líquido y por turbulencia en las paredes de la tubería. El flujo laminar en una tubería ocurre cuando la velocidad promedio es relativamente baja y la energía se ha perdido principalmente como resultado de la viscosidad. En el flujo laminar, las partículas de líquido no tienen movimiento junto a las paredes de la tubería y el flujo ocurre como un resultado del movimiento de partículas en líneas paralelas con velocidad en aumento hacia el centro de la tubería. El movimiento de cilindros concéntricos pasando el uno al otro causa esfuerzos cortantes viscosos, más comúnmente llamados fricción. A medida que el flujo se incrementa, el patrón de flujo cambia, el promedio de velocidad se vuelve más uniforme y disminuyen los esfuerzos cortantes viscosos. A medida que el espesor del flujo laminar disminuye en las paredes de la tubería y el flujo se incrementa la rugosidad de la tubería toma importancia causando turbulencia. El flujo turbulento ocurre cuando el promedio de la velocidad es relativamente alto y la energía se pierde primordialmente por la turbulencia causada por la rugosidad de la pared. La velocidad promedio de la cual el flujo cambia de laminar a turbulento no es definitiva, y existe una zona crítica en donde ambos flujos laminar y turbulento pueden ocurrir. La viscosidad puede ser visualizada como sigue. Si el espacio entre dos superficies planas es llenado con un líquido, una fuerza es requerida para mover una superficie a una velocidad constante, respecto a la otra. La velocidad del líquido variará linealmente entre las dos superficies. El cociente entre la fuerza por unidad de área, llamada "esfuerzo cortante", y la velocidad por unidad de distancia entre superficies, llamado rapidez de deformación cortante, es una medida de la dinámica del líquido, llamada viscosidad absoluta.

La viscosidad dinámica (**absoluta**) es usualmente medida en dina segundo por centímetro cuadrado, unidad conocida como poise.

La viscosidad de un líquido en ocasiones es expresada como viscosidad cinemática. Esta es la viscosidad dinámica dividida entre la densidad.

Para comprender el efecto de la viscosidad en una bomba rotatoria utilizamos las curvas de comportamiento presión - potencia de una bomba tipo estrella.

En la gráfica de la figura 3.11 se muestran las curvas de la bomba a diferentes viscosidades, siendo A un líquido de muy poca viscosidad y siendo H un líquido de mayor viscosidad. Los puntos que conforman la línea de la curva representan cada uno la potencia requerida por la bomba para una presión determinada.

El valor de la ordenada en el punto de partida de la curva representa las pérdidas por fricción tanto mecánicas como viscosas. Si suponemos que el valor de la ordenada en el punto de partida de la curva del líquido A es igual a las pérdidas por fricción mecánicas despreciando las viscosas, podemos cuantificar aproximadamente las pérdidas por fricción viscosa de los líquidos B, C, D, E, F, G, H, restando el valor de la ordenada en el punto de partida de la curva del líquido A al de las de cada una de los otros líquidos.

Mod. B40 - 3
Vel. 1 750



Ref. CURVA PRESION - POTENCIA

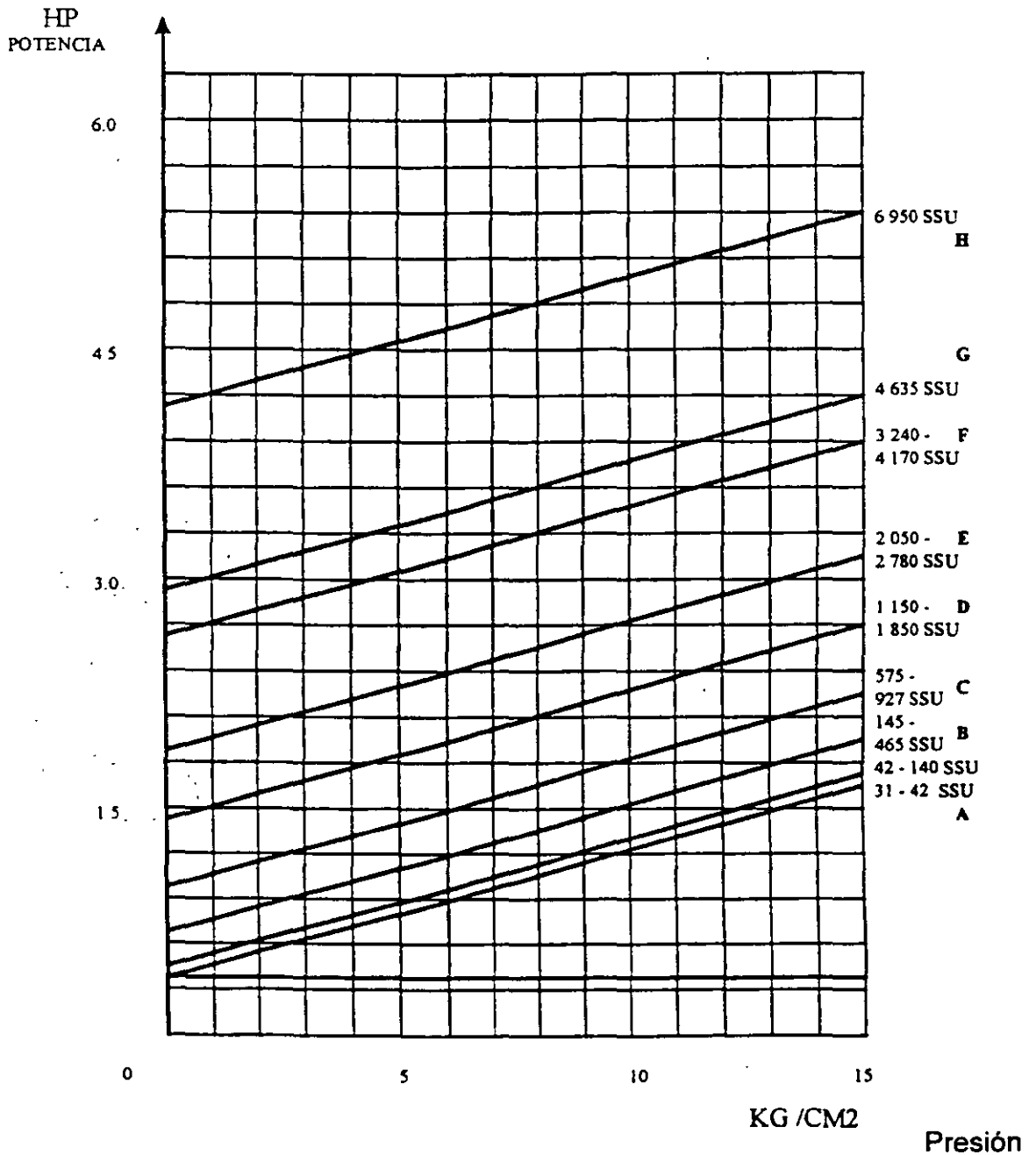


Fig. 3.11 Relación potencia-presión para una bomba rotatoria

4. CAVITACIÓN Y CNPS

Se le llama cavitación al proceso de formación y colapso de burbujas de vapor del líquido de trabajo. La formación de burbujas puede deberse a una acción dinámica sobre el flujo al acelerarse localmente y, como consecuencia, provocar un descenso en la presión. Para que la formación de estas cavidades dé comienzo, la presión local deberá disminuir hasta ser igual o más baja que la presión de vapor del líquido, desarrollándose un proceso de ebullición. Posteriormente, dichas cavidades colapsan por condensación, lo cual se produce al abandonar la zona de baja presión y encontrar regiones de presión mayor a la de vaporización. Este proceso produce un estado inestable en el cual la burbuja tiende a desaparecer en forma violenta, provocando ondas de choque de gran intensidad durante su colapso.

La formación de burbujas y el colapso de las mismas puede ocurrir muchas veces cada segundo, haciéndose evidentes por la producción de ruido y vibración.

Las cavidades o burbujas que colapsan, junto a una frontera sólida, pueden ocasionar severos daños mecánicos, arrancando por efectos de fatiga parte del material expuesto. En ciertas ocasiones el proceso de daño por cavitación, en materiales que son oxidables (tal es el caso del acero al carbón), puede acelerarse al desprender la capa de óxido que mantiene al material normalmente pasivo, abriendo paso a un componente corrosivo paralelo al daño mecánico.

Todos los materiales conocidos pueden ser dañados al ser expuestos a la cavitación durante un lapso de tiempo suficientemente largo. La resistencia o susceptibilidad de los materiales a este daño varía de acuerdo con la dureza y con su capacidad de disipar la energía absorbida, en forma repetitiva, como resultado de la energía proveniente de las ondas de choque.

La actividad de cavitación en una bomba se determina con base en el parámetro denominado carga neta positiva de succión (CNPS ó net positive suction head NPSH en inglés), el cual se define como:

$$\text{CNPS} = \text{energía específica absoluta (incluyendo la } P_{atm}/\gamma) - P_{vp} \quad (1)$$

siendo P_{atm} y P_{vp} las presiones absolutas atmosférica y de vaporización del fluido, respectivamente.

La CNPS es una medida del margen de exceso de energía específica que recibe una bomba en su brida de succión por arriba de la presión de vaporización del líquido. En dicho margen se requiere incluir la presión atmosférica para poder plantear una comparación con la presión de vapor del líquido bombeado. La CNPS constituye una medida indirecta del estado de cavitación interno de la bomba. Las mínimas presiones comúnmente se alcanzan para bombas centrífugas en la vecindad del borde de ataque de los álabes, en la cara de baja presión (ver figura

4.1), ó en la región de admisión o ingreso del flujo, en otro tipo de bomba. Estas son zonas que resultan de difícil acceso y pueden diferir de un diseño a otro, por tal motivo, se optó por generalizar la susceptibilidad a la cavitación de una bomba refiriendo su comportamiento a un nivel de CNPS evaluado en la brida de succión.

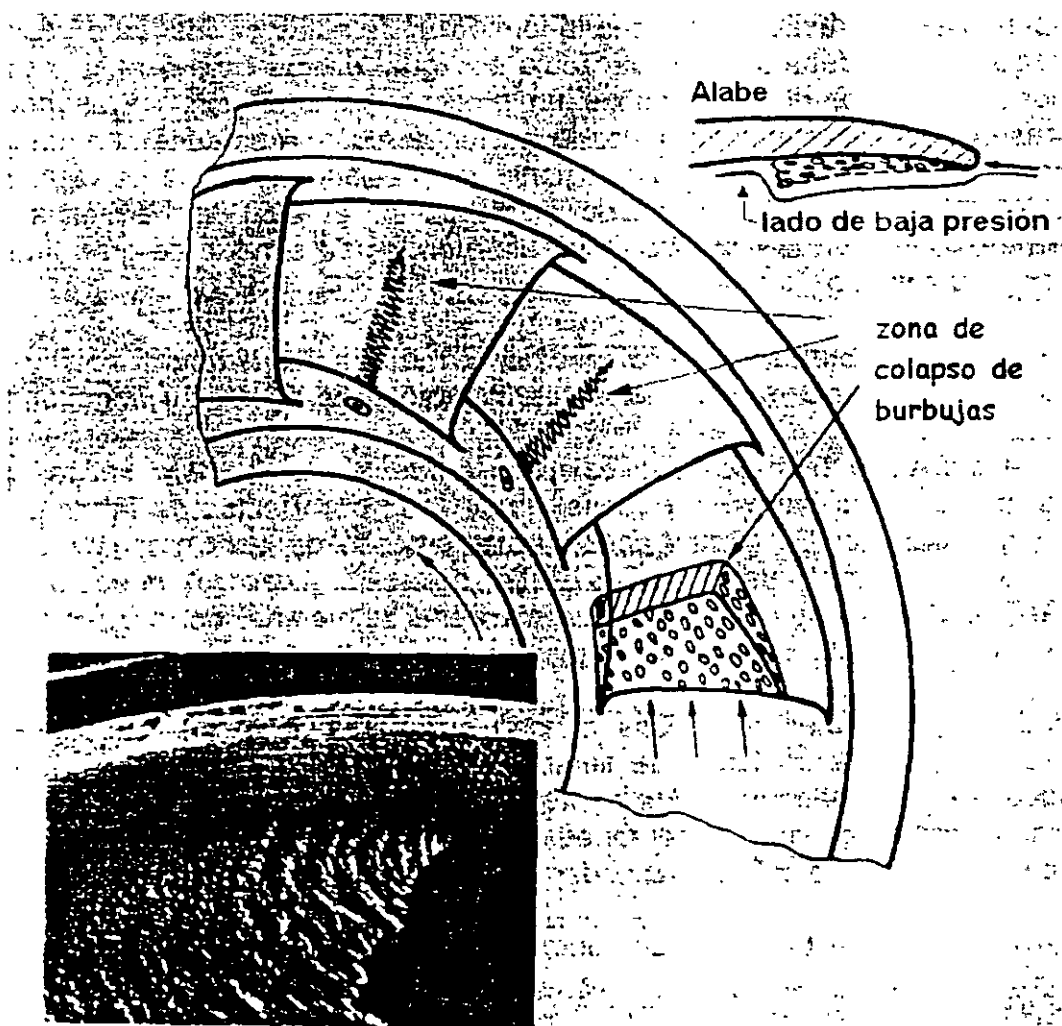


Fig. 4.1 Zona de daño por cavitación en una bomba centrífuga

La CNPS denominada requerida, es la CNPS disponible (por definición) que establece las condiciones mínimas de energía que provocan una caída de carga de bombeo del 3%, respecto a su valor normal en ausencia de cavitación (a CNPS disponibles altos).

La caída de carga se debe a que la bomba trabaja con un grado de cavitación tal que las burbujas de vapor, generadas en su interior, conforman una nube que

promueve la separación del flujo, generando flujos secundarios que compiten con el volumen ocupado por el paso normal del flujo a la entrada, provocando la distorsión del mismo. Es conveniente mencionar que el decaimiento en la carga también está asociado a una caída en la eficiencia del bombeo.

La CNPS mínima requerida es determinada experimentalmente por el fabricante y se cuantifica mediante pruebas a gasto constante, variando la CNPS disponible en el banco de pruebas. Generalmente el valor se determina por interpolación ya que es muy difícil encontrar el valor exacto. Las pruebas se realizan para el gasto de diseño y para gastos mayores y menores al de diseño, dentro de la región de operación permisible del equipo de bombeo.

El tener una CNPS disponible en la instalación definitiva de la bomba; igual a la CNPS requerida, solo garantiza que la bomba no disminuya su carga de bombeo en más de un 3%, sin embargo no garantiza que la bomba se encuentre libre de daño por cavitación.

Por lo tanto es recomendable aumentar el CNPS disponible para tener un margen de seguridad en la operación de la bomba. Cada fabricante debe orientar al comprador en el margen adecuado que debe guardar su instalación.

En bombas verticales (con N_s altos), un margen de 1 m puede ser suficiente para proteger los equipos de bombeo, en cambio en bombas horizontales (con N_s medios y bajos), la CNPS disponible deberá ser como mínimo 2 o 2.5 veces la CNPS requerido para poder garantizar una operación libre de daño.

La cuantificación de la CNPS disponible puede realizarse cuando se dispone de un tanque o cárcamo de bombeo como (ver figura 4.2):

$$\text{CNPS disp} = Z + H_{\text{atm}} - H_{\text{vap}} - H_{\text{pérdidas}}$$

donde:

Z	es la carga bruta existente (desnivel) entre el nivel del tanque de succión de la bomba y el nivel de la brida de succión de la bomba (en bombas centrífugas puede referirse al nivel del ojo del impulsor)
H_{atm}	es la carga correspondiente a la presión atmosférica local dividida entre el peso específico del líquido bombeado
H_{vap}	es la carga correspondiente a la presión de vaporización del líquido bombeado dividida entre el peso específico del mismo líquido
$H_{\text{pérdidas}}$	es la energía específica disipada en la conducción del líquido bombeado desde el tanque de succión hasta la brida de la bomba

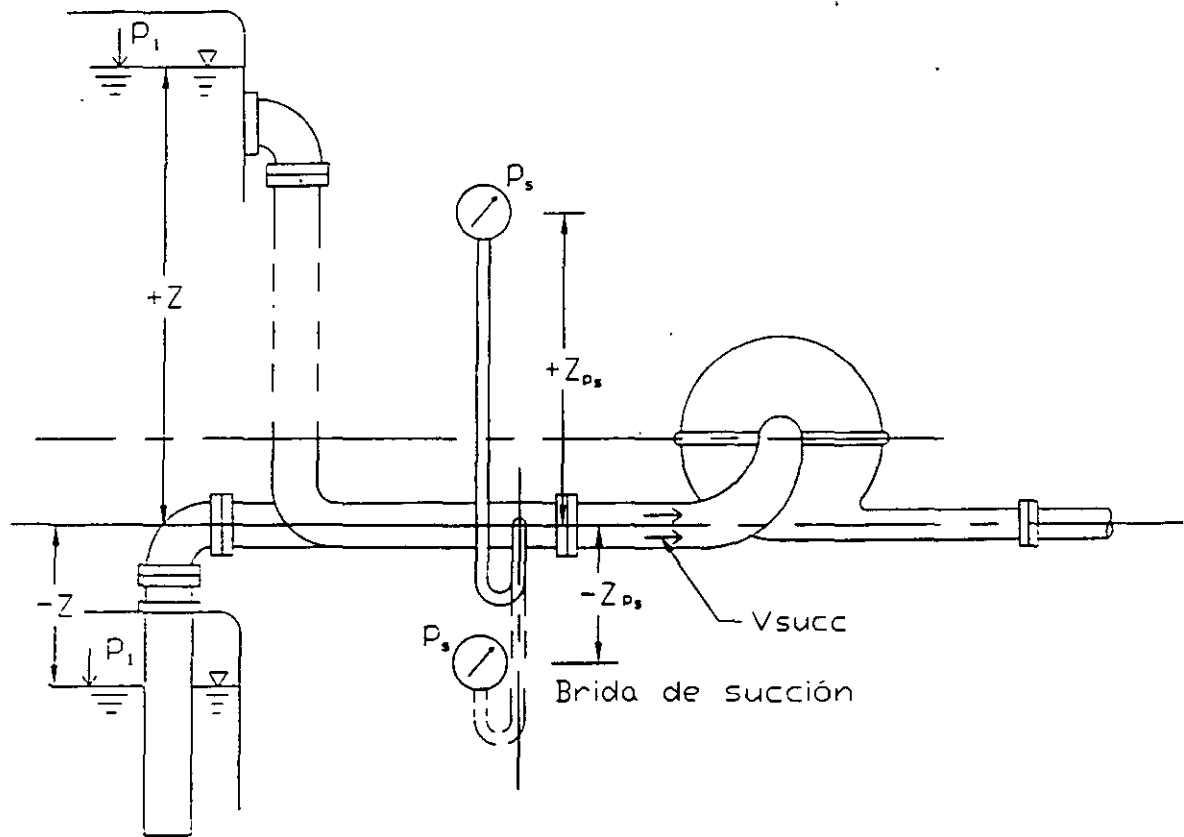


Fig 4.2 Diagrama para determinación de la CNPS disponible

Cuando la bomba se instala en una etapa intermedia de un proceso, es conveniente cuantificar la CNPS disponible con base en parámetros medibles en la brida de succión, por lo tanto la expresión equivalente a este caso resulta:

$$\text{CNPS disp} = Z_{p_s} + P_s/\gamma + V_s^2/2g + \text{Hatm} - \text{Hvap}$$

Donde:

- γ peso específico del líquido bombeado
- P_s es la presión en la brida de succión
- V_s es la velocidad del líquido bombeado en la brida de succión

La P_{atm} local es función de la altura respecto al nivel del mar (z) y puede aproximarse utilizando el siguiente ajuste:

$$P_{atm}/\gamma_{agua} = \text{Hatm} = 10.348 \times e^{(-0.000122518202 \times Z)}$$

Donde el valor de P_{atm}/γ_{agua} está en metros de columna de agua (mca)

El valor de CNPS requerida resulta un parámetro cuyo comportamiento se puede asociar al diseño de la succión de una bomba.

Empleando una metodología similar a la que se utilizó en la obtención de la N_s (velocidad específica), se ha llegado a plantear la definición del parámetro N_{ss} denominado velocidad específica de succión y que se deriva de extender las expresiones de similitud al comportamiento de la CNPS requerida.

N_{ss} se define como:

$$N_{ss} = \frac{rpm \sqrt{Q}}{CNPS_{req, 3\%}^{0.75}}$$

Donde los valores de Q y CNPS corresponden a las condiciones de diseño de la bomba.

Evaluando el N_{ss} para varias bombas, se puede constatar que equipos de bombeo, con el mismo tipo de diseño, arrojan valores de CNPS req 3% similares. También es posible calcular cómo se afectará el valor de CNPS req al variar la velocidad de rotación (rpm) de la bomba. Debe advertirse que esta expresión se ha obtenido para diseños de impulsores de succión simple. Los impulsores de doble succión deberán ser analizados como dos impulsores de succión simple, operando en paralelo y por tanto manejarán cada uno la mitad del gasto total.

En el Hydraulic Institute (HI Centrifugal Pump Design and Application) se menciona que un valor típico de N_{ss} es de 8,500 para rpm, GPM, ft (utilizando unidades inglesas) ó de 160 para rpm, m³/s, m (utilizando unidades del Sistema Internacional). Este valor resulta típico para geometrías donde la flecha atraviesa al ojo del impulsor, que es el caso común a aquellos equipos de bombeo donde los impulsores se ubican entre chumaceras de carga. Según el Pump Handbook editado por Sulzer Pumps, cuando el ojo del impulsor se encuentra libre, es decir el impulsor se coloca en cantiliver, el N_{ss} aumenta a 10,400 para el sistema inglés ó 200 para el sistema internacional.

El valor del N_{ss} nos ayuda a estimar el CNPS req 3% de una bomba antes de contar con su curva característica. Esto resulta de gran utilidad cuando se elabora un anteproyecto de bombeo y se requiere dar un dimensionamiento preliminar de las estructuras hidráulicas. También es posible seleccionar el límite de la velocidad de rotación a la cual deberá operar un equipo para una CNPS disponible dada. Posteriormente, es necesario revisar el diseño con la información del fabricante que suministre el equipo de bombeo y que normalmente es menos exigente que las estimaciones expuestas.

5. DISEÑO DE CÁRCAMOS

Consideraciones generales

El objetivo principal al diseñar un cárcamo (cámara o forma geométrica para el acondicionamiento del ingreso de flujo a una estación de bombeo) es tener una aproximación uniforme del flujo a la bomba y por tanto al impulsor de la misma. De lo contrario, el gasto y la eficiencia pueden verse disminuidos. La presencia de perturbaciones en el flujo entrante puede resultar en la formación de prerrotación (flujo con movimiento angular alrededor del eje de desplazamiento), inducir cavitación y/o vibración en el interior de las bombas, aún cuando la CNSP se satisfaga de acuerdo a las curvas de las bombas.

La distribución de velocidad en la entrada del impulsor deberá ser lo más uniforme posible, de lo contrario jamás será posible alcanzar la expectativa de diseño del fabricante del equipo de bombeo y por tanto la eficiencia no podrá ser la esperada.

La distribución deseable del flujo se logra garantizando la ausencia de vórtices con un diseño adecuado del ingreso a la cámara de succión, a lo largo de la trayectoria del flujo. Una condición recomendable es cuidar que el flujo sea uniformemente acelerado, desde su captación hasta el impulsor de la bomba. Cualquier desaceleración del flujo trae como consecuencia el avance, contra gradientes de presión no favorables, promoviendo la generación de flujos con separación y la formación de flujos secundarios.

Si la velocidad meridional del flujo al ingreso del impulsor difiere de la velocidad local media en más del 20%, la separación del flujo puede ocurrir y por tanto producirse una perturbación interna en el impulsor que alterará el funcionamiento global de la bomba. Cualquier elemento que favorezca la formación de vórtices, en la trayectoria del flujo de aproximación, debe ser evitado.

Estos problemas se pueden prevenir siguiendo algunas reglas contenidas en recomendaciones generales para el diseño geométrico de cárcamos, que se basan en la recopilación de diseños previamente probados y normalizados por instituciones como: ISO, ANSI/HI, BHRA, JIS, etc.

En México es muy común emplear la normatividad del Hydraulic Institute bajo la tutela del American National Standards INSTITUTE, Inc. ANSI / HI, dado que la vecindad con EUA promueve el intercambio comercial de equipo de bombeo. El HI ofrece una normatividad ampliamente aceptada a nivel mundial y haremos mención frecuentemente a esta referencia como guía de diseño.

Objetivos de diseño

Dentro de los fenómenos hidráulicos que han sido identificados como adversos al comportamiento de las bombas se encuentran los siguientes:

- Vórtices sumergidos
- Vórtices ligados a la superficie libre
- Exceso de prerrotación del flujo que ingresa en la campana de succión
- Distribución espacial no uniforme de la velocidad del flujo en el ojo del impulsor
- Variaciones en el tiempo excesivas en la velocidad y prerrotación del flujo entrante a la bomba
- Ingreso de aire o burbujas de vapor a la succión de la bomba

El efecto negativo de cada uno de los fenómenos listados, sobre el comportamiento de una bomba, depende de su N_s y de su tamaño. Algunos equipos tendrán características particulares de su diseño que el fabricante señale como críticas para su instalación.

En general, las bombas de gran tamaño y las bombas de flujo axial (N_s altos) son mucho más sensibles a los fenómenos adversos que las bombas pequeñas y/o de flujo radial (N_s bajos).

Es más frecuente instalar equipo con N_s alto ó N_s medio, en las obras de toma que captan agua desde un lago, río u colector, debido a que requieren CNSP bajas.

Estrictamente no existe una distinción cuantitativa exacta que sirva para descartar en que caso se debe tener especial cuidado con el diseño del cárcamo, por lo que el proyectista estimará las consecuencias que podrían experimentar un diseño no guiado.

Los síntomas típicos ó consecuencias padecidas por condiciones hidráulicas adversas en cárcamos mal diseñados son:

- Reducción del flujo de diseño
- Reducción de la carga de bombeo
- Incremento en la potencia requerida para entregar un caudal de agua
- Incremento en las vibraciones y ruido durante la operación

El diseño de la toma deberá permitir que la bomba alcance su rendimiento hidráulico óptimo para cualquier condición de operación prevista en el proyecto, dando por hecho que se ha cuidado la congruencia entre el rango de gastos de operación especificados y lo garantizado por el fabricante.

Cuando el espacio obliga a no poder seguir las recomendaciones de diseño estipuladas por la norma, no significa que el cárcamo va a funcionar mal. Para evitarse problemas será necesario ensayar la forma geométrica propuesta en un modelo físico.

El modelo se llevará a cabo a igual número de Froude (Fr) y permitirá comprobar su funcionamiento adecuado o proponer las modificaciones requeridas para lograr un arreglo geométrico adecuado previo a su construcción.

El Fr establece la razón entre las fuerzas de inercia y las fuerzas de gravedad que rigen principalmente el flujo a superficie libre.

Uno de los parámetros comunes a todos los cárcamos es la mínima profundidad donde se ubica la campana de succión. A ésta dimensión se le denomina sumergencia mínima y se identificará con la letra S . Este es un dato que normalmente se puede consultar en la curva de la bomba (dato proporcionado por el fabricante en caso de tratarse de una bomba vertical), el cual advierte que se requiere ese mínimo para evitar que se formen vórtices alrededor de la campana de succión que puedan transportar aire desde la superficie libre a la succión de la bomba.

Para bombas de N_s medio y alto, es común que la profundidad mínima de la campana, por requerimientos de CNSP, resulte menor a la requerida para evitar vórtices.

Cuando no hay información del fabricante ó se conectará la succión de una bomba horizontal al cárcamo, puede realizarse una estimación de S . En el HI se menciona que el trabajo experimental realizado por Hecker, G.E. 1987, que expresa sus resultados en función del número de Froude F_D :

$$S_{\min} = D_c (1 + 2.3F_D)$$

donde el número F_D se define como:

$$F_D = \frac{V_c}{(gD_c)^{0.5}}$$

D_c = Diámetro de la campana de succión ó entrada a la tubería de succión (ó diámetro equivalente al la sección que tenga igual área de entrada)

V_c = velocidad en la entrada de succión = $Q_{\text{ent}} / \text{área}$ calculada con base en el diámetro D_c

g = aceleración de la gravedad

Dado que el D_c resulta una dimensión básica para el diseño del cárcamo, será conveniente definir su forma geométrica en múltiplos de D_c , guardando de esta forma una similitud geométrica en las recomendaciones generales de diseño.

Cuando no se tenga definido el equipo de bombeo a instalar, se puede calcular el diámetro de campana D_c fijando la velocidad media de ingreso en 1.7 m/s (5.6 ft/s). Algunos fabricantes diseñan con velocidades distintas aunque muy próximas, por tanto éste es un valor típico que puede ser usado como referencia de diseño preliminar

$$D_c = 0.8654\sqrt{Q}$$

donde Q esta dado en m^3/s y D_c en m.

Dentro de los diseños de cárcamos disponibles puede haber dos tipos: secos y húmedos. Al cárcamo seco le llamamos así porque la bomba se aloja en un sitio aislado del almacenamiento de agua, en cambio en el cárcamo húmedo la bomba se encuentra sumergida en el agua.

Estructuras para tomas con líquidos limpios

Cárcamos rectangulares

Las características de la aproximación del flujo es la primera de las consideraciones críticas para el diseñador.

Una vez determinada la dirección y la distribución del flujo a la entrada de la estructura de toma hay que considerar los siguientes puntos:

- La orientación de la toma relativa a la fuente de suministro del agua
- Si la estructura toma el flujo del fondo, de la superficie o de alguna saliente de la fuente de suministro
- Intensidad de la corriente en la dirección perpendicular a la aproximación al equipo de bombeo
- El número de bombas que se proyecta instalar y sus combinaciones de operación posibles (política de operación)

En condiciones ideales, el flujo es drenado de manera que no exista ningún flujo cruzado en la vecindad de la entrada a la estructura de toma que pueda crear aproximaciones asimétricas del flujo a cualquier bomba. Como recomendación general, la velocidad del flujo cruzado tiene importancia si excede al 50% de la velocidad del flujo a la entrada del canal de aproximación, denominado bahía de cada bomba. Dado el caso anterior se requerirá determinar algunas estructuras que pueden ser alabes guías, que reorienten al flujo y minimicen la influencia del mismo, evitando la asimetría en las proximidades de la bomba. Esto debe realizarse mediante el ensayo en modelo físico y es un trabajo previo a la construcción del cárcamo.

Si se instalarán múltiples bombas y el flujo por bomba excede 315 l/s, es necesario colocar paredes divisorias, que aislen el flujo de aproximación de cada equipo. Al canal que alimenta cada bomba se le conoce como bahía.

La nomenclatura utilizada en el dimensionamiento geométrico es:

- A distancia a la rejilla para recoger basura
- B distancia del eje de la campana de succión a la pared del fondo del cárcamo
- C separación de la campana de succión del piso del cárcamo
- Cw separación a la pared del cárcamo
- Dc diámetro de la campana de succión
- d diámetro de la tubería de succión
- W ancho de la bahía
- S profundidad de la Campana de succión
- H tirante del cárcamo
- X distancia del eje de la campana al inicio del muro divisorio de cada bahía
- Y distancia mínima libre después de una malla protectora
- Z1 distancia de la contracción de los muros laterales del cárcamo

El ancho de la bahía W, deberá ajustarse, junto con la profundidad del flujo H, de manera que la velocidad de aproximación no exceda nunca 0.5 m/s.

Las dimensiones básicas de un cárcamo rectangular están dadas en la figura 5.1.

El límite máximo recomendable para W es tres veces Dc, sin embargo durante la trayectoria de aproximación del flujo es más susceptible la formar vórtices alrededor de la bomba. Por esta razón, cuando se requiera distanciar el eje de una bomba de la otra, se recomienda colocar un relleno con muros falsos divisorios de cada bahía, forzando al ancho W al doble de Dc como se muestra en la figura 5.2.

En algunos casos se utilizan cárcamos de bombeo secos, para alimentar las líneas de succión de bombas horizontales donde sólo la campana de succión queda dentro del cárcamo. En estos casos el arreglo tiene las mismas recomendaciones (cárcamo húmedo) variando el arreglo como se muestra en la figura 5.3.

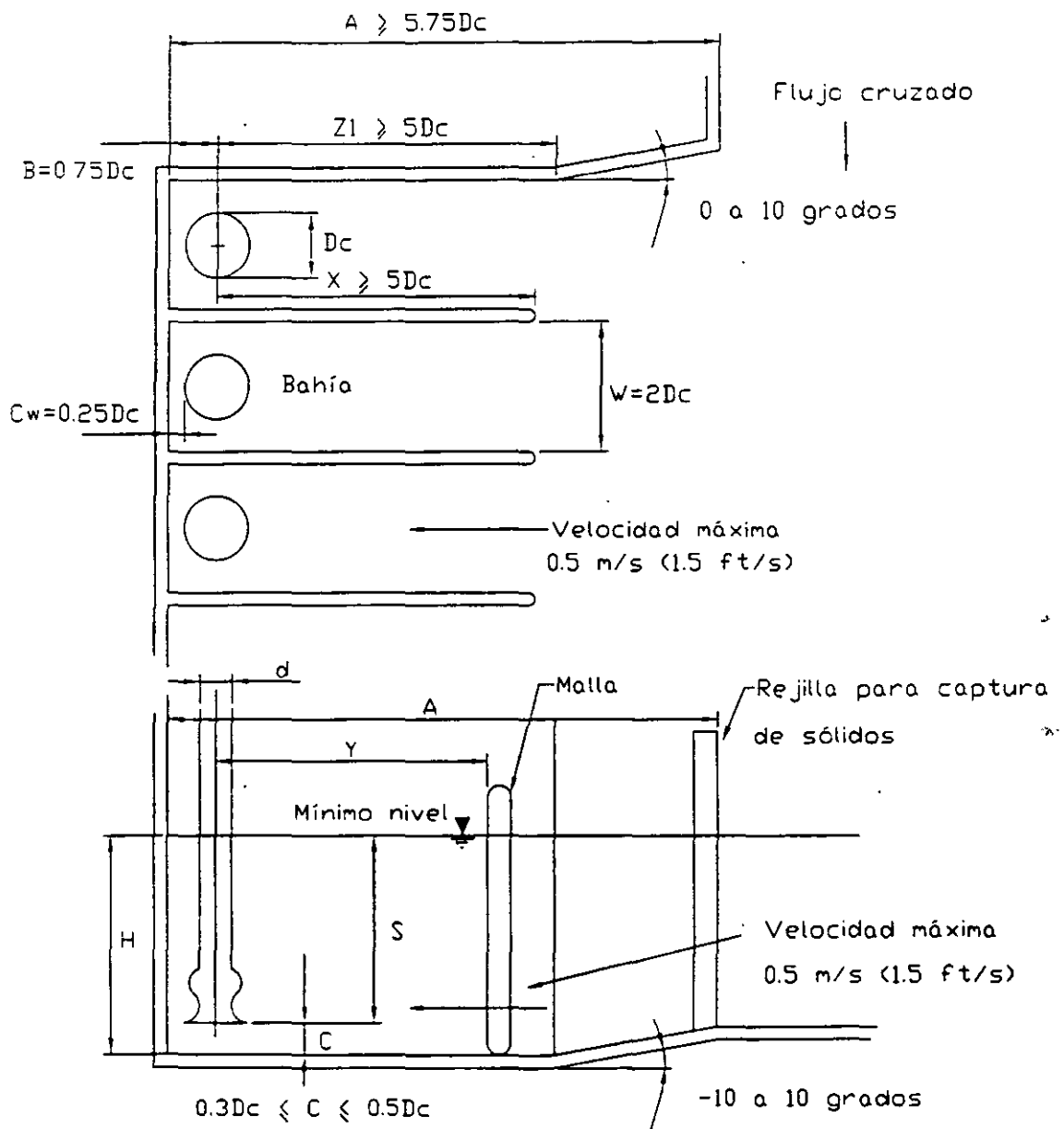


Fig. 5.1 Cárcamo rectangular

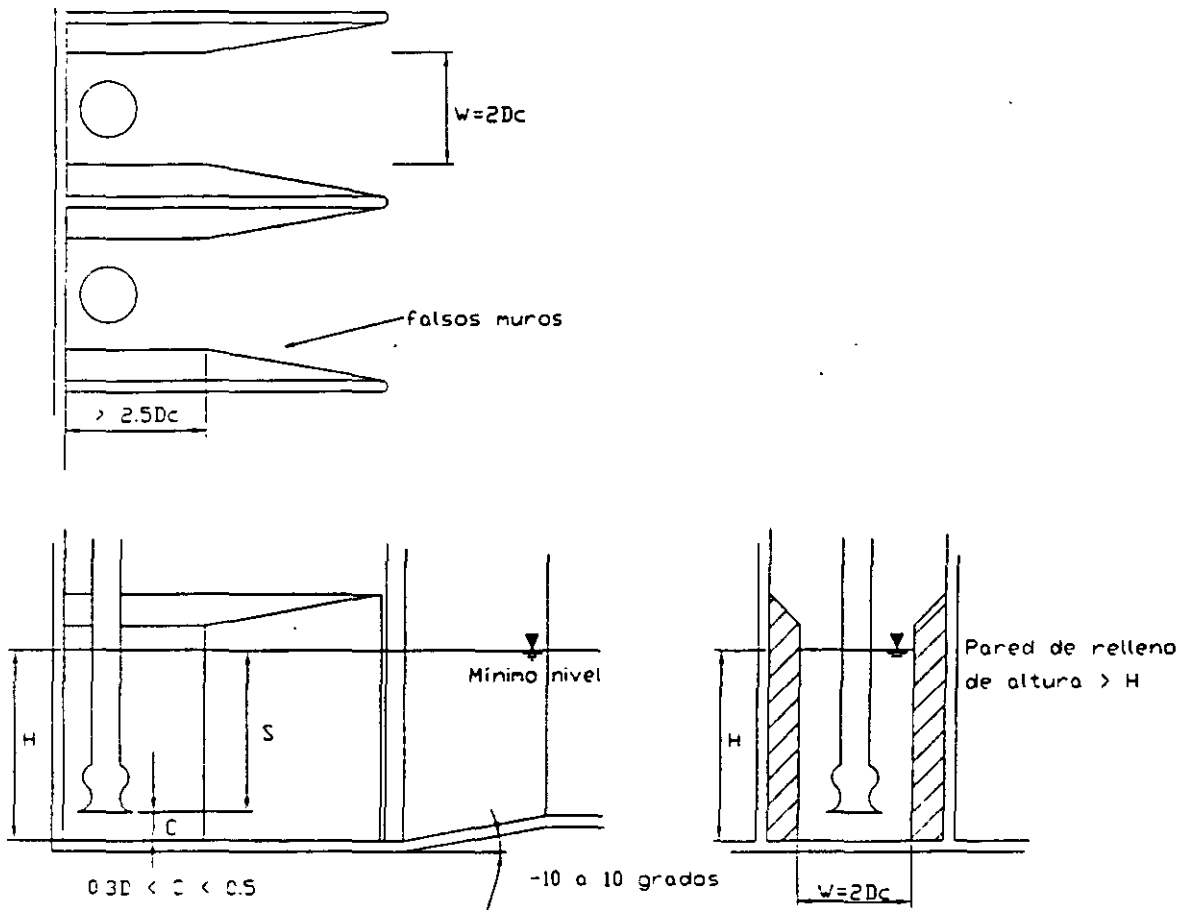
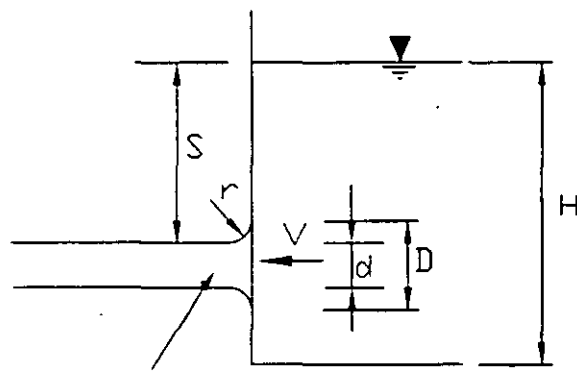
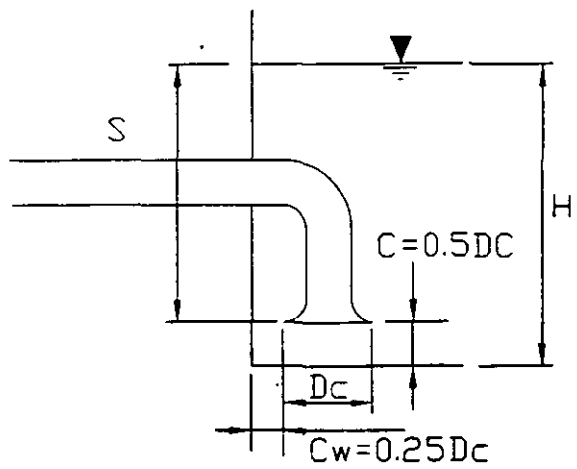
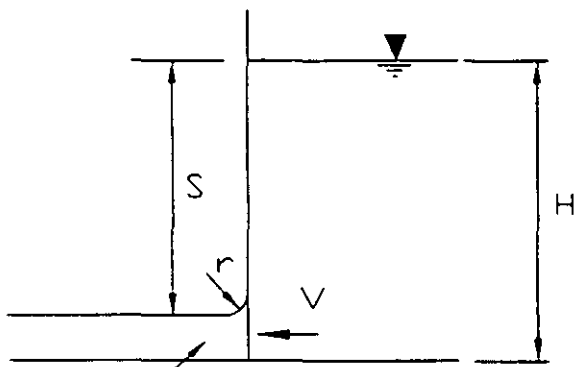


Fig. 5.2 Cárcamo con muros falsos



D/d típico 1.5 a 1.8
 $r = 0.25d$ a $0.4 d$

$V = \text{valor máx } 2\text{m/s (6ft/s)}$



$V = \text{valor máx } 2\text{m/s (6ft/s)}$

Fig. 5.3 Cárcamos secos

Cárcamos circulares

Un cárcamo circular puede ser apropiado para muchos tipos y tamaños de estaciones de bombeo, ofreciendo un arreglo compacto que puede resultar atractivo en costos de construcción.

Puede ser construido con elementos prefabricados para estaciones pequeñas de bombeo ó mediante cimbras deslizantes.

Las recomendaciones de diseño de cárcamos circulares se han clasificado en dos tipos: duplex y triples y en secos ó húmedos, dependiendo de las bombas que se van a instalar. Para cárcamos circulares con cuatro ó más bombas, no se generaliza el diseño, ya que éste puede ser muy complejo, respondiendo a los requerimientos particulares de la instalación y por tanto requerirá de estudio en modelo físico.

Cuando un cárcamo circular de dos ó tres bombas rebase un caudal de 315 l/s (5000 GPM) por bomba, requerirá la revisión de su funcionamiento mediante modelo físico.

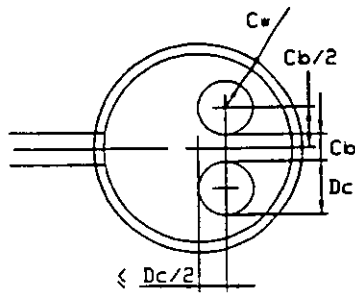
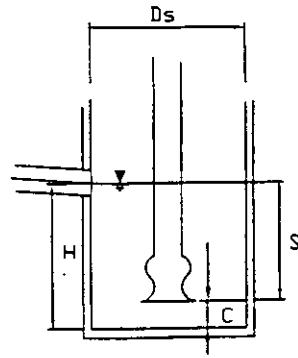
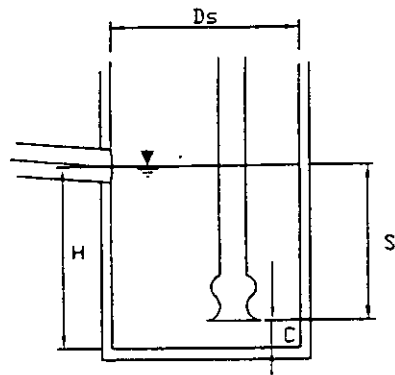
Las dimensiones básicas de cárcamos circulares duplex o triplex están dados en las figuras 5.4 y 5.5.

Cárcamos tipo trinchera

Estos cárcamos presentan un arreglo de bombas en serie donde la aproximación del flujo se realiza a través de las primeras bombas, por lo que puede existir influencia entre ellas.

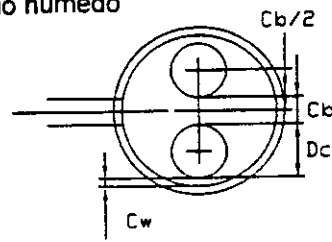
Para minimizar este efecto es recomendable instalar un cono debajo de cada campana de succión, diseñar un canal ó trinchera de sección compuesta y limitar la velocidad media del flujo a 0.3 m/s (1ft/s) en la sección superior.

Las dimensiones básicas para cárcamos tipo trinchera están dadas en la figura 5.6.

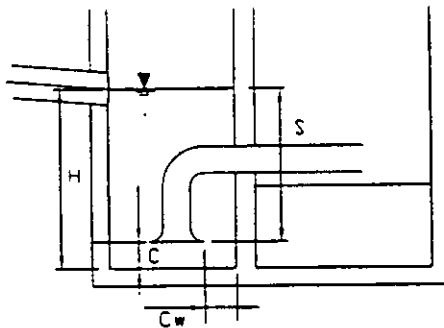


$D_s \text{ min} = 2.5D_c + 2C_w + C_b$

Cárcamo húmedo

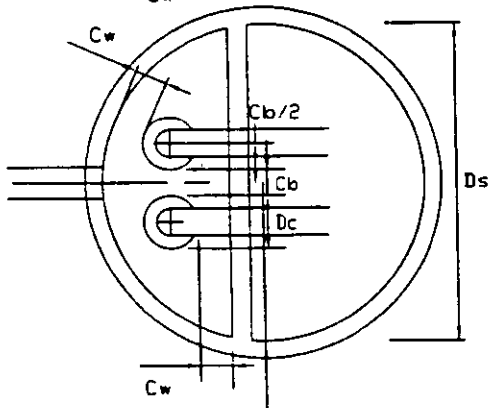


$D_s \text{ min} = 2D_c + 2C_w + C_b$



$D_s = \text{diámetro interior del cárcamo}$

Cárcamo seco



D_s propuesto por diseño

Fig. 5.4 Cárcamo circular duplex

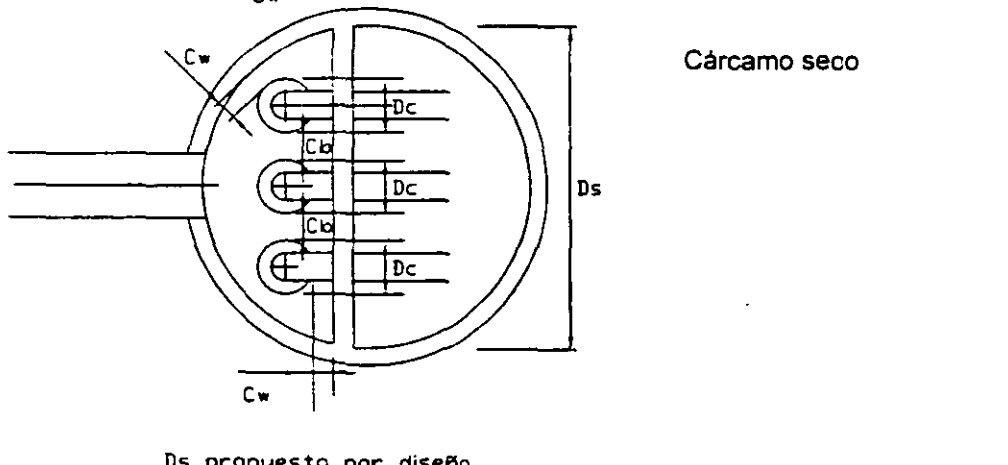
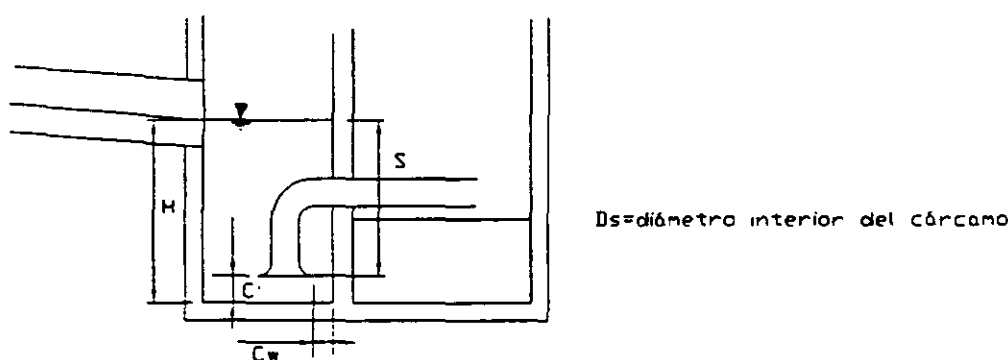
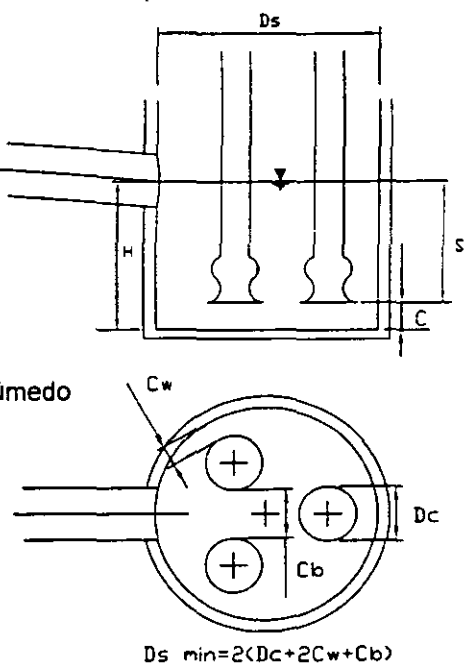
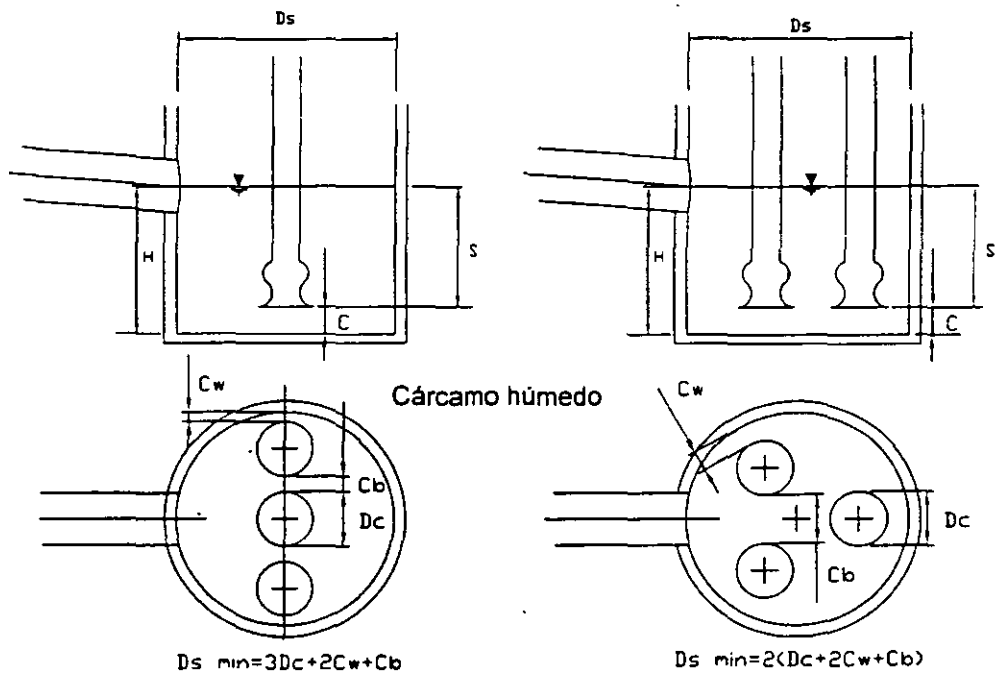


Fig. 5.5 Cárcamo circular triplex

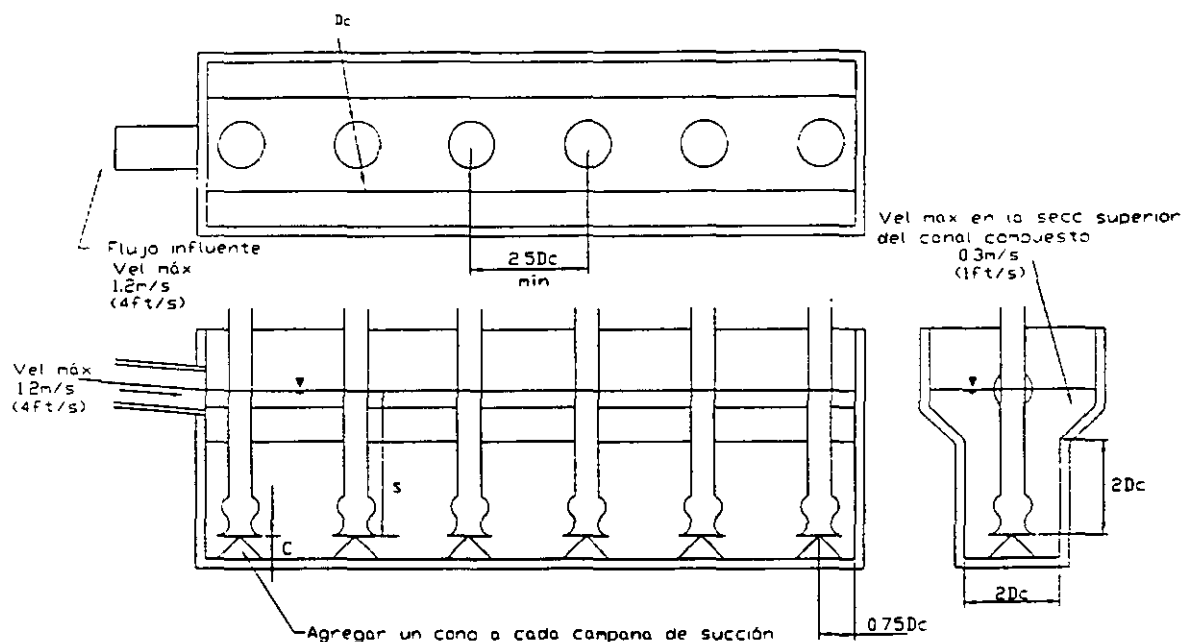


Fig. 5.6 Cárcamo tipo trinchera

Estructuras para tomas con líquidos “no limpios”, con contenido de sólidos

Las estructuras que van a manejar líquidos no limpios, con sólidos en suspensión (por ejemplo bombeo de aguas residuales, agua con arena, lodos, etc.) requieren de una consideración especial que consiste en tomar alguna previsión para remover los sólidos que floten y/o los que sedimenten en el interior de la estructura. Además hay que especificar el tipo de sólidos que será bombeado para que el fabricante del equipo de bombeo haga la selección adecuada de materiales, sistema de lubricación, sellos, etc.

Lo anterior implica diseñar cárcamos que contengan medios ó estructuras que permitan la limpieza, evitando la acumulación no controlada de material que altere la forma geométrica del cárcamo y por tanto afecten su funcionamiento a corto plazo.

En este caso resulta primordial optimizar el diseño buscando minimizar la acumulación de material sedimentable y por tanto buscar un menor costo de mantenimiento.

Cuando exista la acumulación de sólidos con materia orgánica, puede producirse olor, incrementar la agresividad del líquido por corrosión e inclusive despedir gases tóxicos o combustibles.

En el caso de los cárcamos para manejar aguas negras, hay que evitar que el agua permanezca en el cárcamo el tiempo suficiente para que entre en condiciones sépticas; se recomienda que las aguas negras no permanezcan más de 30 minutos en el cárcamo. Esto presupone la disposición de fuentes auxiliares de energía en previsión de fallas en el suministro normal.

Los cárcamos pueden ser de flujo intermitente debido a las fluctuaciones del flujo de acuerdo con las horas de mayor o menor descarga de aguas residuales. Por tanto, un cierto volumen de regulación es necesario para manejar el agua de acuerdo con niveles de arranque y paro de bombas, teniendo muy en cuenta el tiempo máximo de retención de las aguas negras.

En caso de falla siempre habrá que prever una ventilación adecuada para que no se acumulen gases peligrosos por su toxicidad y poder explosivo.

Existen tomas de ríos que, por las condiciones geológicas de las zonas aguas arriba de la toma, conducen permanentemente grandes cantidades de materia sólida, principalmente limo, arena y grava. En otros casos este material sólido sólo se presenta en época de lluvias. Se requiere construir estructuras que eviten el azolve de la toma y los aditamentos que reduzcan la abrasión en las bombas causada por la arena que viaja en suspensión.

También existe la posibilidad de que en aguas de lagos o esteros de mar vivan organismos que se adhieren fácilmente a las paredes de los conductos y modifiquen el factor de fricción de la conducción. Es conveniente conocerlos y definir el coeficiente de fricción para proyecto. Si la laguna está conectada con el mar este problema es un hecho. Para este caso habrá que tomar en cuenta procedimientos que permitan el mantenimiento programado de la estructura. Tal es el caso de las maniobras de retrolavado y choque térmico en los sistemas de agua de enfriamiento de centrales termoeléctricas.

Con base en los señalamientos anteriores, un punto clave será buscar un diseño de cárcamo que tenga un mínimo de superficies horizontales. Siempre se guiará al flujo hacia la succión de la bomba de manera que los sólidos sean arrastrados y bombeados sin su acumulación.

Los cárcamos tipo trinchera y circular, con algunas modificaciones, pueden ofrecer una alternativa de diseño viable.

Las figuras 5.7, 5.8 y 5.9 proporcionan esquemas propuestos por el HI.

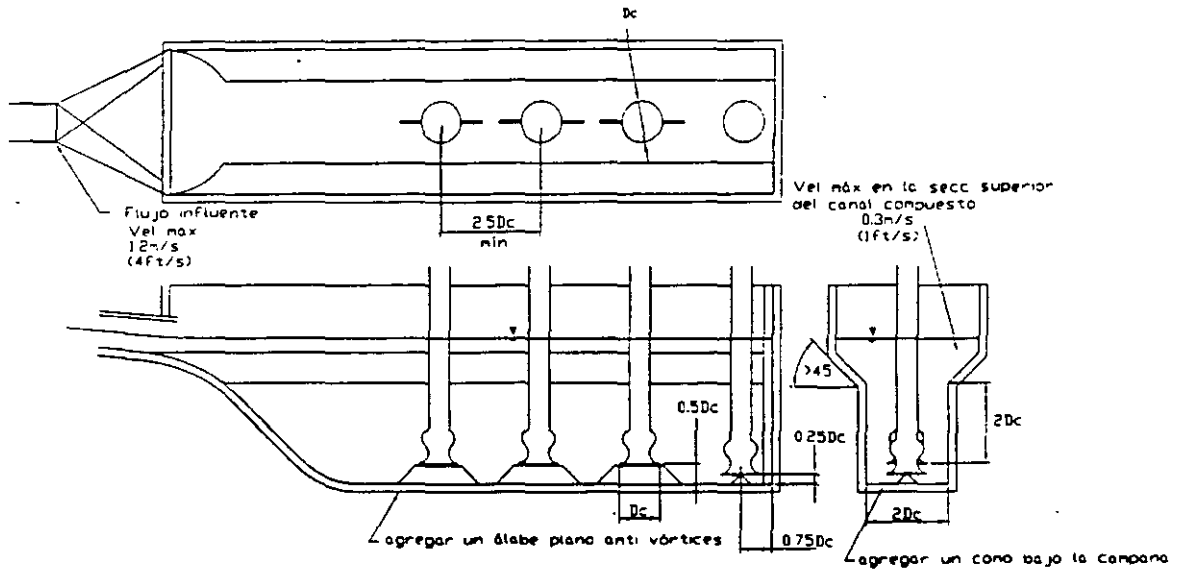


Fig. 5.7 Cárcamo para bombeo de líquidos con contenido de sólidos (trinchera)

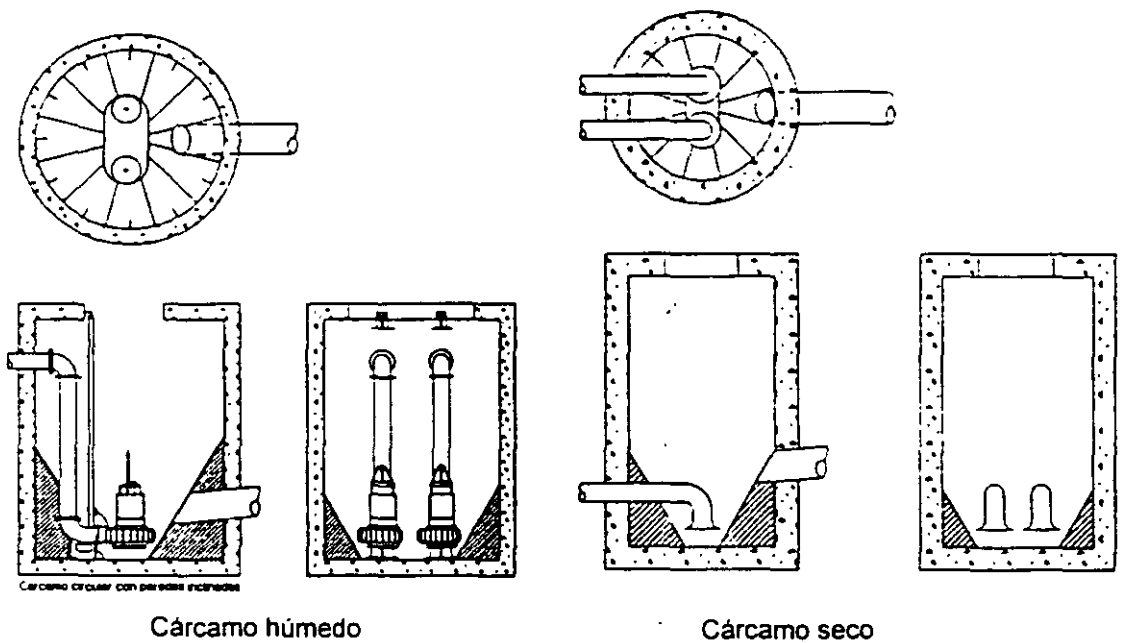


Fig. 5.8 Cárcamo para bombeo de líquidos con contenido de sólidos (circulares)

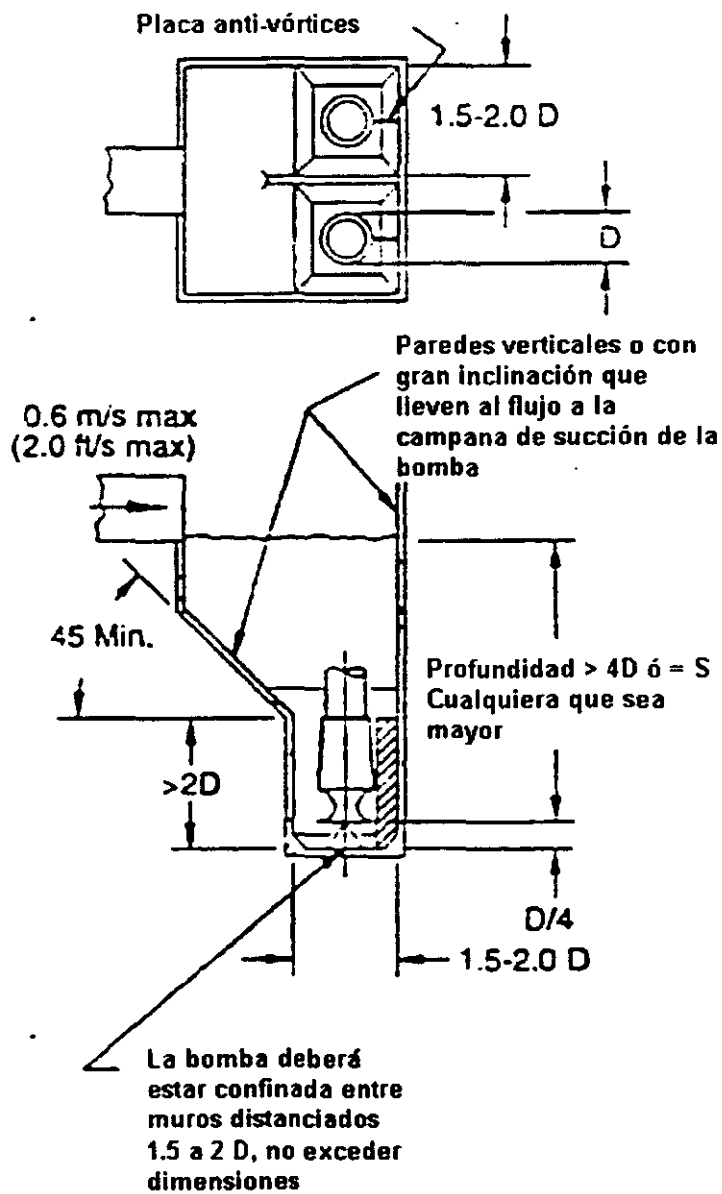


Fig. 5.9 Cárcamo tipo pozo para bombeo de líquidos con contenido de sólidos

6. FLUJO EN TUBERÍAS

En este capítulo se presentan los fundamentos para el cálculo del flujo en tuberías en régimen permanente e incompresible. Estos principios fundamentales se resumen en dos ecuaciones básicas: la de continuidad y la de Bernoulli.

6.1 Continuidad

Sea un tubo de sección variable A (vena líquida) por donde circula un fluido con velocidades V . Consideremos un volumen de control limitado por dos fronteras 1 y 2 (ver figura 5.1). Si el estado del flujo es permanente, el gasto másico es constante y está dado por:

$$\rho_1 \cdot A_1 \cdot V_1 = \rho_2 \cdot A_2 \cdot V_2 \quad (1)$$

si el fluido es incompresible la densidad es constante ($\rho_1 = \rho_2 = cte$), entonces:

$$A_1 \cdot V_1 = A_2 \cdot V_2 \quad (2)$$

siendo $Q = AV$ el gasto volumétrico.

La ecuación (2) se conoce como *ecuación de continuidad* para un flujo permanente e incompresible.



Fig 5.1 Vena líquida

6.2 Ecuación de Bernoulli

La ecuación de Bernoulli expresa el balance de energía a lo largo de una línea de corriente. Para derivarla, se considera un tubo de área de sección muy pequeña a lo largo de la línea de corriente. Se suponen, como ya se dijo, condiciones de estado permanente.

Haciendo referencia a la figura 5.2, las fronteras 1 y 2 avanzan en un tiempo unitario las distancias V_1 y V_2 respectivamente. En ese mismo tiempo, las fuerzas

debidas a la presión realizan el trabajo neto $p_1A_1V_1 - p_2A_2V_2$, el cual debe ser igual a la suma de los incrementos en energía potencial y cinética más la pérdida por fricción en la longitud del tubo por unidad de tiempo, w :

$$p_1A_1V_1 - p_2A_2V_2 = \gamma_2A_2V_2z_2 - \gamma_1A_1V_1z_1 + \frac{1}{2}(\rho A_2V_2)V_2^2 - \frac{1}{2}(\rho A_1V_1)V_1^2 + w \quad (3)$$

donde γ es el peso específico y ρ la densidad.

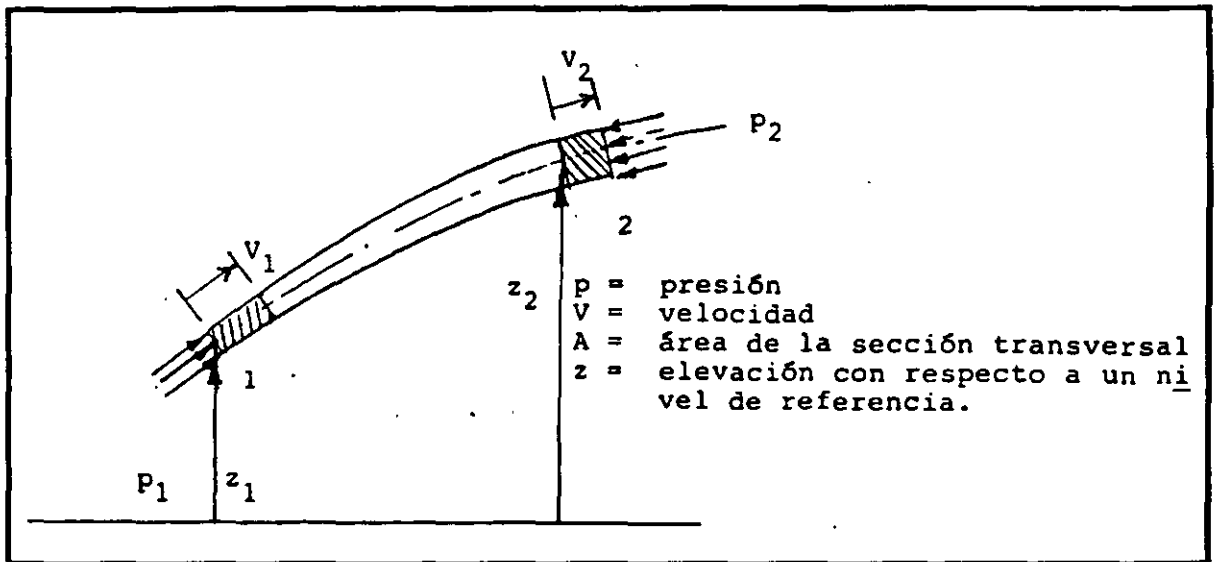


Fig 5.2 Diagrama para la derivación de la ecuación de Bernoulli

Como consecuencia de que los líquidos son prácticamente incompresibles, se tiene que $A_1V_1 = A_2V_2$ (ver sección 6.1). Usando esta relación, dividiendo entre γA_1V_1 , reacomodando términos y recordando que $\rho = \gamma/g$ se obtiene la ecuación de Bernoulli en la siguiente forma:

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2 + h \quad (4)$$

donde h es la pérdida de energía por unidad de peso del líquido que fluye.

La ecuación anterior es válida estrictamente para una línea de corriente, pero si se integra cada término sobre el área de la sección transversal de un tubo, se obtiene una ecuación de igual forma, excepto que los términos correspondientes a la energía cinética llevan un coeficiente que depende de la distribución de la velocidad en la sección transversal. En ese caso, V representa la velocidad promedio en la sección. Cuando el flujo es laminar (libre de oscilaciones

transversales a la dirección del flujo), $\alpha = 2$. Para flujo turbulento (no laminar), α tiene valores ligeramente mayores a la unidad pudiéndose usar la aproximación $\alpha = 1$.

Si un tramo de tubería incluye una bomba, la ecuación de Bernoulli debe modificarse añadiendo un término, E , que representa la energía hidráulica entregada por la bomba por unidad de peso del líquido que fluye, o sea:

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 + E = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2 + h \quad (5)$$

Como caso particular, si las secciones 1 y 2, se toman respectivamente en la succión y descarga de la bomba, $z_1 = z_2$. Suponiendo también que los diámetros de las líneas de succión y de descarga son iguales, $V_1 = V_2$. Además, $h = 0$, pues h representa la pérdida en la tubería, que en este caso no aparece entre las secciones 1 y 2. Por lo tanto,

$$E = \frac{p_2 - p_1}{\gamma} = \frac{\Delta p}{\gamma} \quad (6)$$

6.3 Cálculo de pérdidas en tuberías

Las características del flujo de un líquido en una tubería dependen fuertemente de la importancia relativa de las fuerzas inerciales y viscosas. El número de Reynolds es proporcional a la razón entre estos dos tipos de fuerzas, y se define como:

$$R = \frac{DV\rho}{\mu} \quad (7)$$

donde

D = diámetro interior de la tubería

V = velocidad promedio del flujo

ρ = densidad del fluido

μ = viscosidad absoluta del fluido

R es adimensional. Las unidades de D , V , ρ y μ deben seleccionarse en forma consistente. Por ejemplo:

D en cm

V en cm / seg.

ρ en gm/cm³

μ en gm/cm·seg (poise)

Para valores pequeños de R (< 2000 aproximadamente) , el flujo es laminar. Para $R > 2000$, el flujo se convierte en turbulento. Cabe hacer notar que no existe una transición bien definida.

Para calcular la pérdida, h , en una tubería, se introduce el factor de fricción, f , que se define por medio de la siguiente ecuación:

$$h = f \frac{L V^2}{D 2g} \quad (8)$$

Para flujo laminar se demuestra, por medio de un análisis debido a Poiseuille, que $f=64/R$.

Para flujo turbulento, f depende no solo de R , sino también de la rugosidad relativa del tubo, η / D , donde η representa la altura de las asperezas de la superficie interior del tubo.

Los siguientes son valores representativos de η (en pies) para diferentes materiales:

concreto:	0.001-0.01
hierro gris:	0.00085
acero comercial:	0.00015
tubo estirado en frío:	0.000005

Para obtener f en función de R y η / D , generalmente se emplea una gráfica conocida como diagrama de Moody, figura 5.3.

Cálculo de pérdidas menores

Además de la pérdida por fricción en tramos de tubo, se presentan pérdidas localizadas en conexiones como codos y reducciones, y válvulas, las cuales deben agruparse en el término h . Estas pérdidas se expresan como:

$$h = K \frac{V^2}{2g} \quad (9)$$

Para una reducción, el valor de V que se usa en la fórmula anterior corresponde al diámetro más pequeño. En ese caso K varía de 0.5 a 0 cuando la razón de diámetros varía de 0 a 1. En el caso inverso de una expansión, la variación correspondiente de K es de 1 a 0, suponiendo nuevamente que V es la velocidad en el tramo de tubo de menor diámetro.

Los siguientes son algunos valores aproximados de K :

CODO, 90°	0.9
CODO, 45°	0.4
VALVULA DE GLOBO	10
VALVULA DE COMPUERTA	0.2

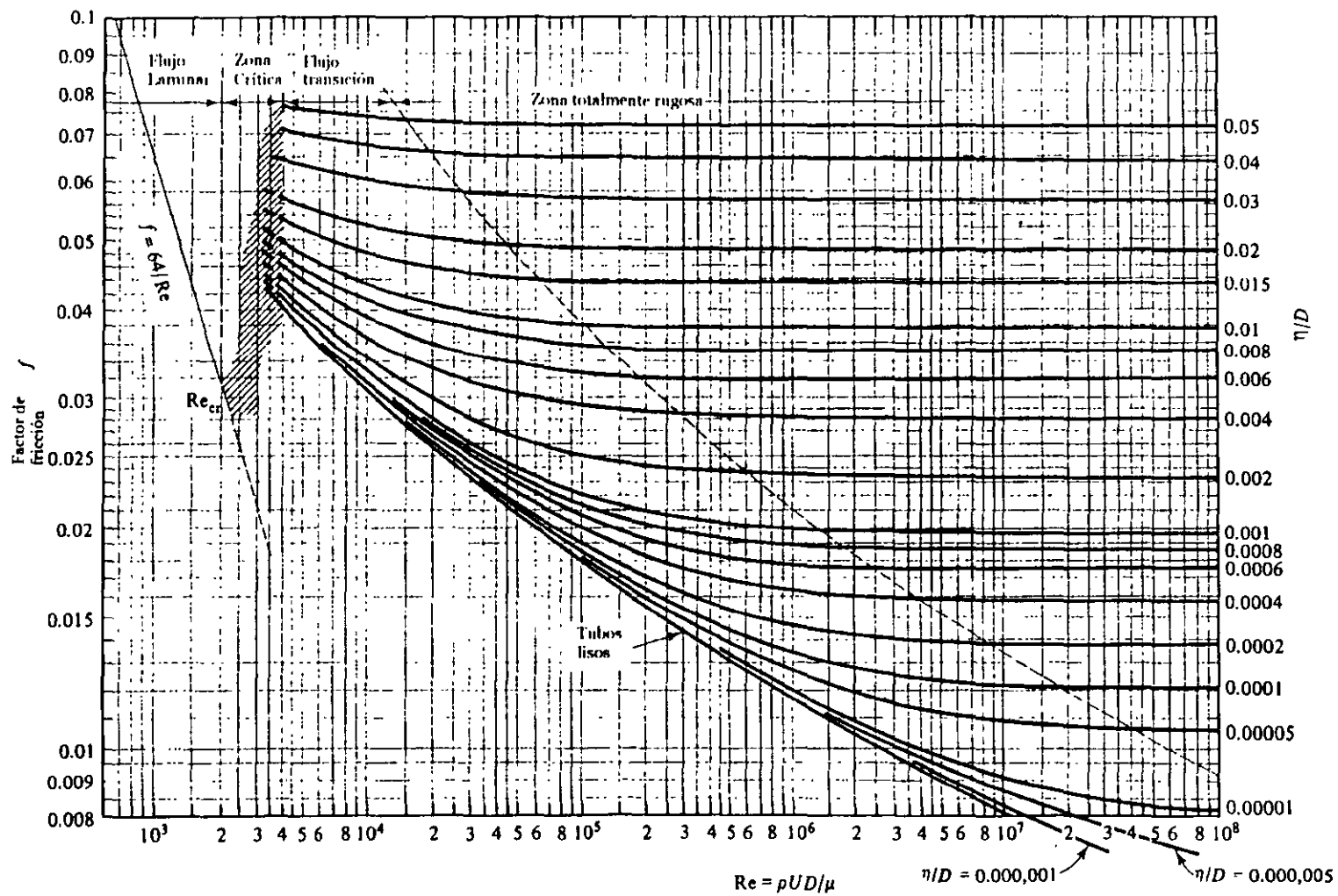


Fig 5.3 Diagrama de Moody

7. OPERACIÓN DE SISTEMAS DE BOMBEO

En los primeros temas del curso se dieron a conocer los aspectos más importantes relativos a la clasificación, la descripción y el funcionamiento de equipos de bombeo. Posteriormente, se abordaron problemas relacionados con la instalación de estos equipos. Finalmente, se presentaron los fundamentos para el cálculo hidráulico en tuberías. Así, el objetivo del presente tema es analizar el funcionamiento de un equipo o estación de bombeo cuando opera contra un sistema hidráulico de conductos a presión.

7.1 Curva del sistema y punto de operación

Una bomba debe ser capaz de entregar el gasto requerido en el sistema hidráulico con la carga que éste impone para ese gasto. El sistema hidráulico está formado por la(s) tubería(s) y accesorios necesarios para llevar el líquido desde la captación hasta el sitio de entrega.

La carga total que impone el sistema hidráulico está compuesta por la suma de la carga estática más las pérdidas de carga (ver figura 7.1). Esto es:

$$H_{SN} = H_e + \sum h_r \quad (1)$$

En el caso de bombes entre dos tanque abiertos a la atmósfera, la carga estática (H_e) representa la diferencia de elevación entre los puntos de captación y entrega. Por ejemplo, en sistemas donde la conducción termina con descarga en forma ahogada, la carga estática es simplemente la diferencia de nivel entre los espejos de agua (ver figura 7.2).

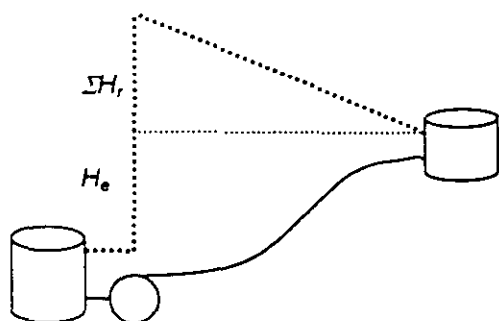


Fig. 7.1 Carga del sistema

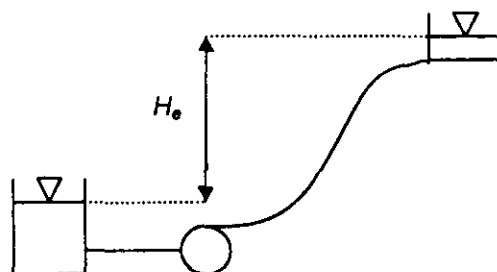


Fig. 7.2 Carga estática

En cambio, si la tubería descarga en forma libre la elevación del punto de entrega será, precisamente, el eje de la tubería de descarga.

Para el caso de sistemas donde el bombeo se realiza entre dos tanques presurizados de igual elevación, la carga estática se define como $\Delta p/\gamma$, siendo Δp la diferencia de presión entre los tanques y γ el peso específico del líquido bombeado. Si además la longitud entre los tanques es relativamente corta, las pérdidas de carga son despreciables y la carga de bombeo no varía con el gasto, resultando entonces igual a la estática

Volviendo al caso donde las pérdidas son de consideración, en el tema anterior se mostró que para conductos a presión se dividen en:

- Pérdidas por fricción, dadas por:

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

- Pérdidas locales, dadas por:

$$h_l = K \frac{V^2}{2g} \quad (3)$$

Entonces, para un sistema formado por n tubos colocados en serie, la suma de pérdidas de carga estará dada por:

$$\sum h_r = \sum_{i=1}^n \left[h_f + \sum_{j=1}^m h_l \right] \quad (4)$$

donde m es el número de accesorios que producen pérdida de carga local en cada uno de los n tramos que forman el sistema.

Sustituyendo (2) y (3) en (4) resulta que:

$$\sum h_r = \sum_{i=1}^n \left[f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} + \sum_{j=1}^m \left(K \frac{V^2}{2g} \right) \right] \quad (5)$$

Recordando la definición de velocidad media en términos del gasto volumétrico (Q) y del área de sección del tubo (A):

$$V = \frac{Q}{A}$$

puede escribirse la ecuación (5) como:

$$\sum h_r = K_{SIS} \cdot Q^2 \quad (6)$$

siendo

$$K_{SIS} = \sum_{i=1}^n \left\{ \left[f \frac{L}{D} + \sum_{j=1}^m (K) \right] \frac{1}{2gA^2} \right\} \quad (7)$$

Finalmente, sustituyendo (6) en (1) resulta que:

$$H_{SIS} = H_e + K_{SIS} \cdot Q^2 \quad (8)$$

La relación entre el gasto en el sistema hidráulico y la carga que es necesario vencer, dada por la ecuación (8), se denomina "curva del sistema" o "curva de la instalación".

Asumiendo que los valores de H_e y del coeficiente de resistencia del sistema K_{SIS} son constantes, la representación gráfica de la ecuación (8) es una parábola como la mostrada en la figura 7.3.

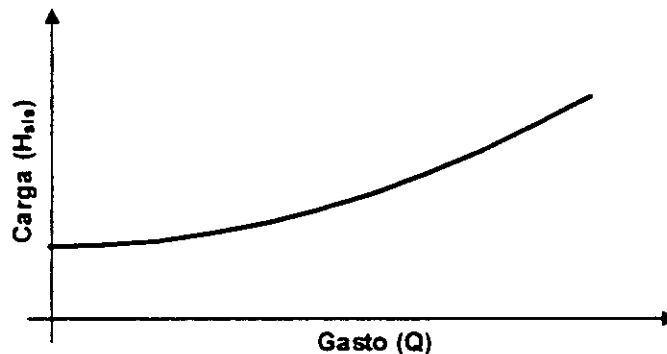


Fig. 7.3 Curva del sistema

Según la ecuación (7), K_{SIS} depende del factor de fricción de las tuberías y de la geometría de las mismas (longitudes, diámetros, accesorios, etc.).

En la práctica, es común suponer que el flujo en un sistema de bombeo es francamente turbulento, en cuyo caso los valores del factor de fricción de las tuberías son independientes del Número de Reynolds y, consecuentemente, constantes.

Por otro lado, dada la geometría de un sistema, sólo es posible variar el valor de K_{SIS} si se modifica el grado de apertura o de cierre de las válvulas de control.

Entonces, en general la curva del sistema puede variar por dos razones:

- a) Variaciones de la carga estática H_e (figura 7.4)
- b) Variaciones del coeficiente de pérdida local de la(s) válvula(s) de control y con ello de K_{SIS} (figura 7.5)

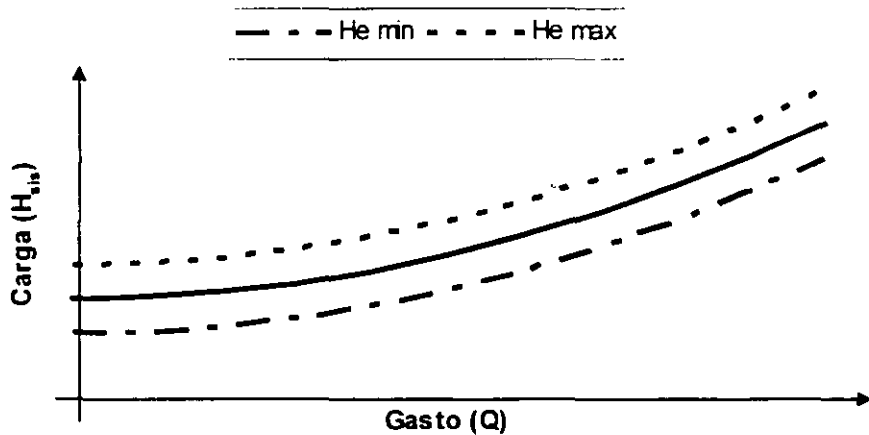


Fig. 7.4 Variación de la curva del sistema con la carga estática (H_e)

Para la carga estática, los valores máximo y mínimo dependen de las variaciones de nivel extremas en los sitios de captación y entrega.

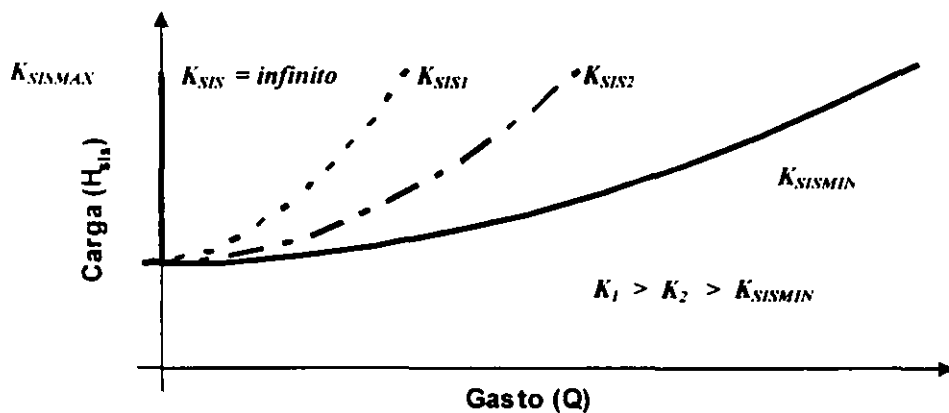


Fig. 7.5 Variación de la curva del sistema con el coeficiente de resistencia K_{SIS}

Para el coeficiente de resistencia del sistema, el valor máximo sería infinito y se presentaría cuando la tubería estuviera totalmente seccionada por alguna válvula. Por su parte, el valor mínimo se produciría cuando la(s) válvula(s) de control del sistema se encontraran totalmente abiertas.

Por otra parte, es importante recordar que el comportamiento de una bomba está descrito por sus curvas características, de entre las cuales descarga la curva carga-gasto, que relaciona caudal que descarga la bomba con la carga dinámica que puede entregar a ese gasto.

A partir de la teoría fundamental de las turbomáquinas se puede demostrar que la carga teórica de la bomba decrece linealmente con el gasto. Sin embargo, en la práctica factores como las pérdidas (volumétricas, hidráulicas y mecánicas) provocan que la carga real de que entrega una bomba varíe con el gasto como se muestra, a manera de ejemplo, en la figura 7.6.

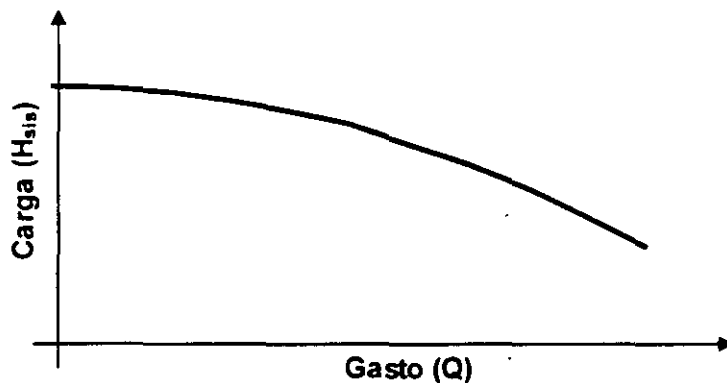


Fig. 7.6 Curva característica (carga-gasto) de una bomba

Finalmente, el funcionamiento de una determinada bomba en un sistema hidráulico dado debe satisfacer, en forma simultánea, la curva del sistema y la curva característica de la bomba, lo que gráficamente implica la intersección entre ambas curvas (ver figura 7.7). Dicha intersección se denomina "punto de operación" y al caudal correspondiente se le denomina gasto de operación (Q_{op}).

Para una determinada bomba, el gasto de operación sólo puede cambiar al hacerlo la curva del sistema. Como fue comentado anteriormente, esto puede ser por cambios en la carga estática (figura 7.8) o por la modificación del grado de apertura o cierre de alguna válvula (figura 7.9).

En el primer caso la condición de gasto máximo se presenta para la carga estática mínima ($H_e min$), mientras que en el segundo caso es el mínimo coeficiente de resistencia (K_{SISMIN}) el que impone la condición de máximo gasto.

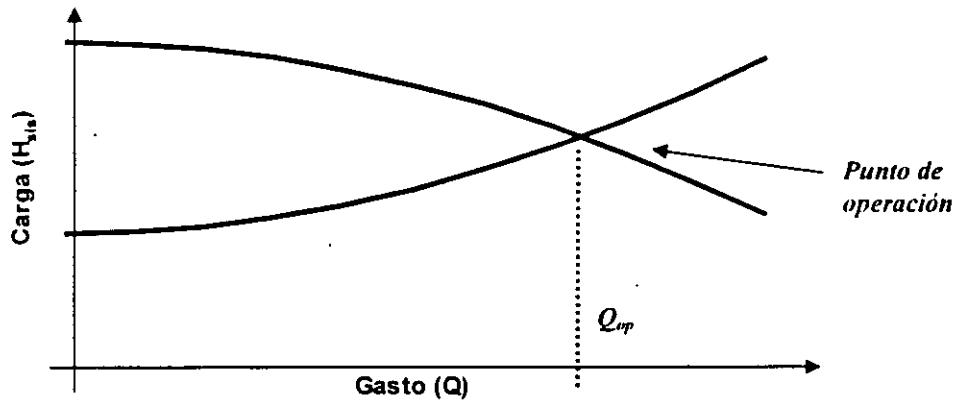


Fig. 7.7 Punto de operación

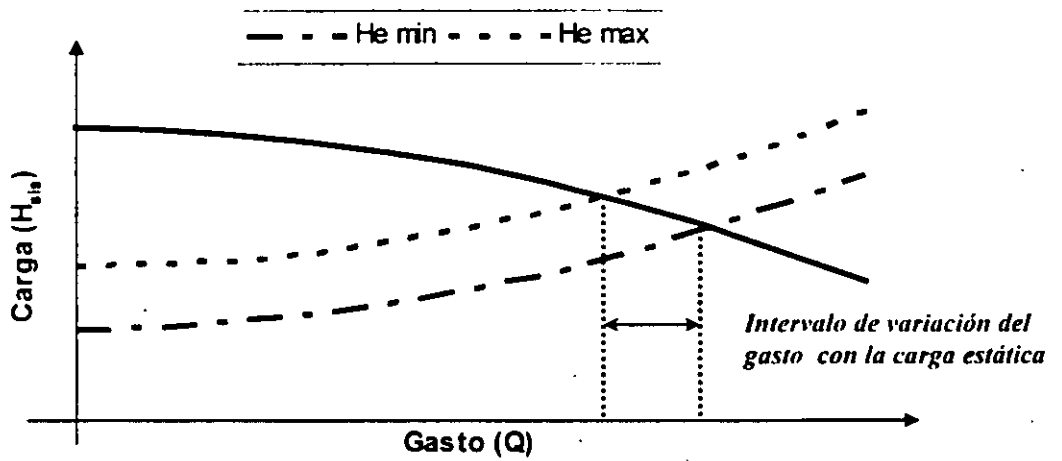


Fig. 7.8 Variación del gasto de operación con la carga estática (H_0)

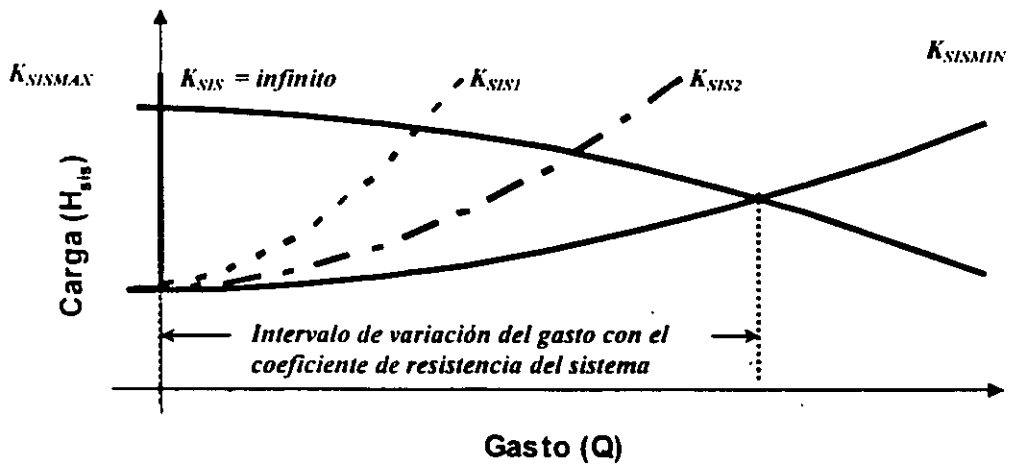


Fig. 7.9 Variación del gasto de operación con el coeficiente de resistencia (K_{SIS})

Entonces, el gasto en un sistema de bombeo depende de factores que en ocasiones están fuera del alcance del operador del sistema, como puede ser el caso del nivel estático o del factor de fricción de las conducciones. Sin embargo, también depende de elementos, tales como el grado de apertura de una válvula, que en general son maniobrados a partir de la experiencia del personal de operación del sistema.

De cualquier forma, el diseño de sistemas de bombeo debe tomar en cuenta que el gasto bombeado podrá variar desde cero, para K_{SISMAX} e independientemente del valor de H_e , hasta un gasto máximo que se presentará para K_{SISMIN} y $H_{e\ min}$.

Otra consideración muy importante en el diseño de sistemas de bombeo se refiere a la eficiencia con la que operará la bomba. Como es sabido, los valores de esta eficiencia son proporcionados por el fabricante del equipo y dependen del gasto de operación. Normalmente la curva eficiencia-gasto presenta un valor máximo a un determinado caudal, denominado *gasto de diseño* de la bomba.

Luego de lo comentado en los párrafos anteriores es claro que no resulta fácil mantener un gasto fijo en un sistema de bombeo, en realidad, es necesario considerar un intervalo de gastos de operación de tal manera que, en dicho intervalo, la eficiencia se mantenga en valores aceptables.

Entonces, es recomendable que:

- a) El gasto de operación más frecuente del sistema corresponda al gasto de diseño del equipo de bombeo y
- b) Que la curva eficiencia-gasto de la bomba seleccionada sea lo más plana posible dentro del intervalo de gastos de operación

7.2 Operación de sistemas en serie y en paralelo

Con la finalidad de dar flexibilidad y mayor eficiencia a la operación de los sistemas de bombeo, es práctica común diseñarlos para que operen con una o más bombas en forma simultánea. Dependiendo de la forma en que se de el arreglo de las bombas los sistemas pueden ser; *en paralelo o en serie*.

Sistema de Bombas en Paralelo

Cuando el sistema de bombeo cuenta con una *planta o estación* donde se localizan dos o más bombas, que comparten un mismo punto de succión y de descarga, se dice que se trata de un sistema de bombas en paralelo. Es muy frecuente que el arreglo sea de "n+1" bombas, lo que denota que el sistema cuenta con "n" bombas para operación normal más una de reserva.

Si la planta tiene instaladas bombas de eje horizontal, es común que tanto la succión como la descarga de las bombas se realicen a un par de tuberías denominadas *múltiples de succión y de descarga* de la planta de bombeo (ver figura 7.10).

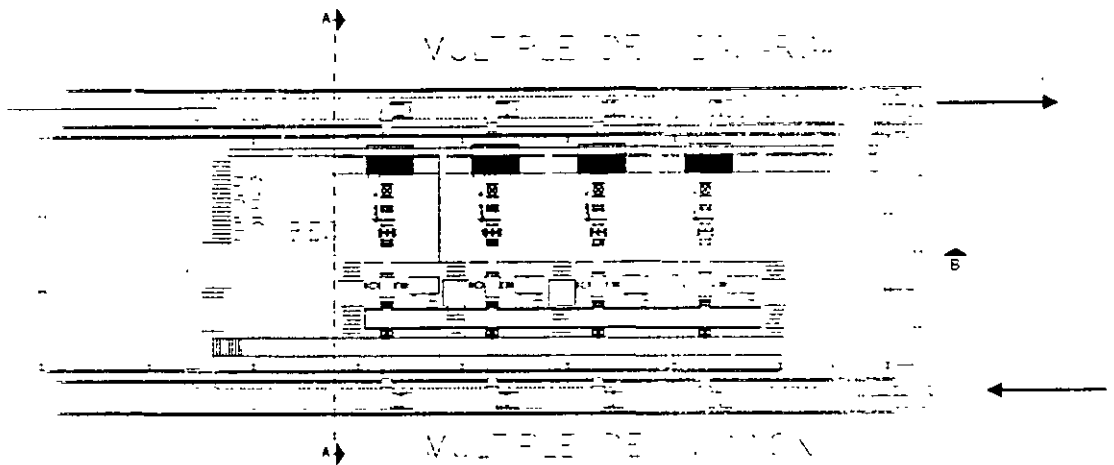


Fig. 7.10 Planta de bombeo con bombas horizontales

Cuando la planta cuenta con bombas de eje vertical normalmente todas ellas toman el agua del mismo *cárcamo de succión* y la entregan a un múltiple de descarga (ver figura 7.11).

Otra variante son las bombas de eje vertical que cuentan con un "bote" o "lata" alrededor de la campana de succión de la bomba, denominadas bombas "autocontenidas". El bote cuenta con una tubería de entrada, normalmente con acoplamiento por medio de bridas, de manera que es posible instalar también en este caso un múltiple de succión.

Debido a que todas las bombas comparten la misma zona de succión y de descarga es válido suponer, para fines prácticos, que todas trabajan con la misma carga dinámica (H_B). Además, es muy frecuente que todas las bombas instaladas en la estación sean iguales, por lo que cada una de ellas entregará el mismo gasto (Q^*). Es decir:

$$H_B = cte$$

y

$$Q_{opn} = \sum_{i=1}^n Q_i = m \cdot Q^* \quad (9)$$

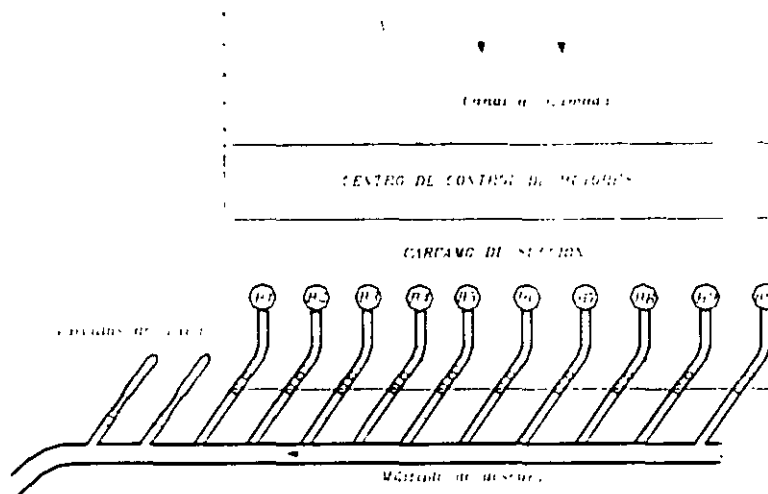
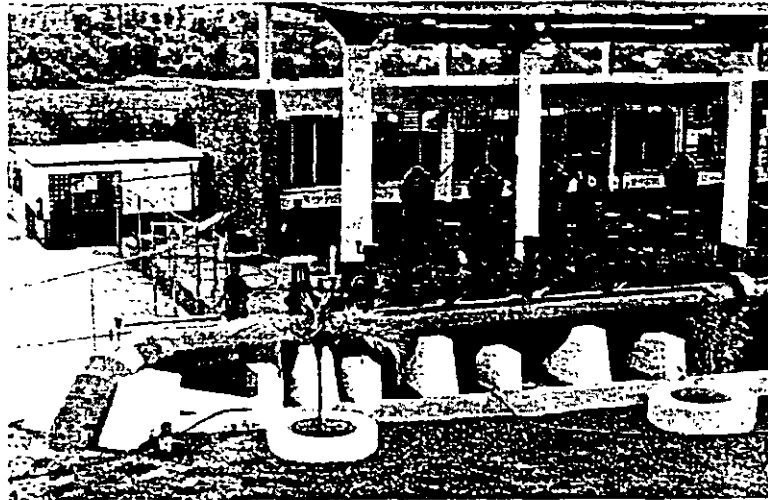


Fig. 7.11 Planta de bombeo con bombas verticales

Entonces, es posible construir la curva carga-gasto equivalente de la planta de bombeo, para la operación simultánea con dos o más bombas instaladas en paralelo, a partir de la curva carga-gasto de una bomba. Dado un número m de bombas en operación sólo es necesario multiplicar el gasto por bomba por el número m .

La figura 7.12 muestra, a manera de ejemplo, la construcción de las curvas carga-gasto equivalentes de una planta con tres bombas en paralelo ($n=3$).

Al sobreponer las curvas de la figura 7.12 a la del sistema hidráulico, observamos que habrá una intersección por cada número m de equipos en operación (figura 7.13). Es importante observar que si bien el gasto total crece con dicho número ($Q_{op1} < Q_{op2} < Q_{op3} \dots < Q_{opn}$), el incremento no es proporcional al número de bombas en operación.

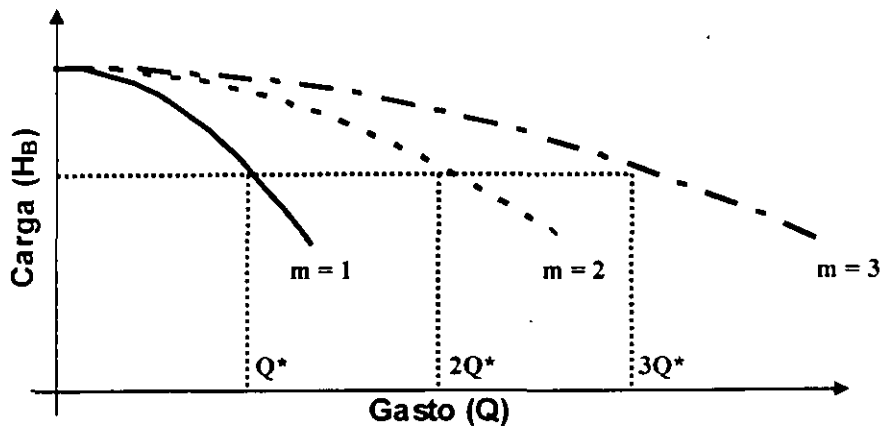


Fig. 7.12 Curvas carga-gasto de una planta con bombas en paralelo

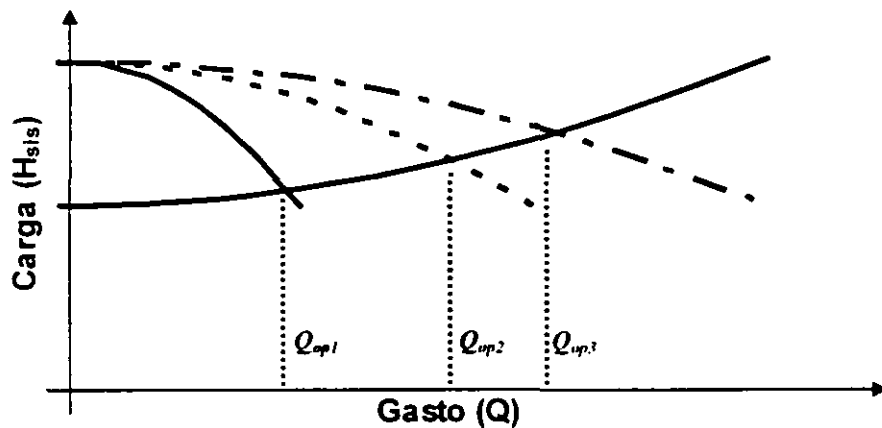


Fig. 7.13 Gastos bombeados al variar el número de equipos en operación

En efecto, como se observa en la figura 7.13, el gasto por equipo de bombeo va disminuyendo con relación al gasto de operación con una sola bomba, es decir:

$$Q_{op1} > Q_{op2}/2 > Q_{op3}/3 > \dots > Q_{opm}/m$$

Debido a este "corrimiento" del gasto por bomba producido por el aumento del número de equipos en funcionamiento, el gasto de diseño, y por lo tanto el punto de operación a máxima eficiencia, sólo se presenta para un número determinado de bombas operando. Si, por ejemplo, el punto de operación con tres bombas ($m = 3$ en la figura 7.13) correspondiera al punto de máxima eficiencia de las bombas, entonces el gasto de diseño de la bomba debería ser tal que:

$$Q_{diseño} = Q_{op3}/3$$

Lo anterior implicaría que para un número distinto de bombas en operación la eficiencia sería menor. En este sentido, las recomendaciones expuestas al final de la sección anterior son de gran utilidad para mantener los valores de la eficiencia en niveles aceptables.

En instalaciones con equipos de bombeo de gran tamaño, donde las variaciones del punto de operación pueden resultar en cambios muy importantes de la potencia demandada a sus motores, puede resultar justificado que se realice disipación de energía hidráulica en la descarga de la planta de bombeo a fin de llevar los equipos a operar a máxima eficiencia.

Imaginemos nuevamente una planta que cuenta con tres bombas para operación normal ($n=3$). Supongamos además que la curva del sistema mostrada en la figura 7.13 corresponde al mínimo coeficiente de resistencia del sistema (K_{SISMIN}).

Entonces, los gastos Q_{op1} , Q_{op2} y Q_{op3} son los caudales máximos que podrían bombearse con uno, dos y tres equipos, respectivamente.

Si, como fue comentado, seleccionamos una bomba cuyo gasto de diseño se presente cuando operen tres equipos en forma simultánea ($Q_{diseño} = Q_{op3}/3$), los gastos por bomba cuando operen uno o dos equipos serían mayores al gasto de diseño ($Q_{op1} > Q_{op2}/2 > Q_{diseño}$). Esto significa que mediante el cierre de una válvula de control de flujo, instalada en la descarga de la planta de bombeo, es posible llevar los puntos de operación con una y dos bombas a valores proporcionales al gasto de diseño. En la figura 7.14 se muestra que:

$$Q_{diseño} = Q_{op1}' = Q_{op2}'/2 = Q_{op3}/3$$

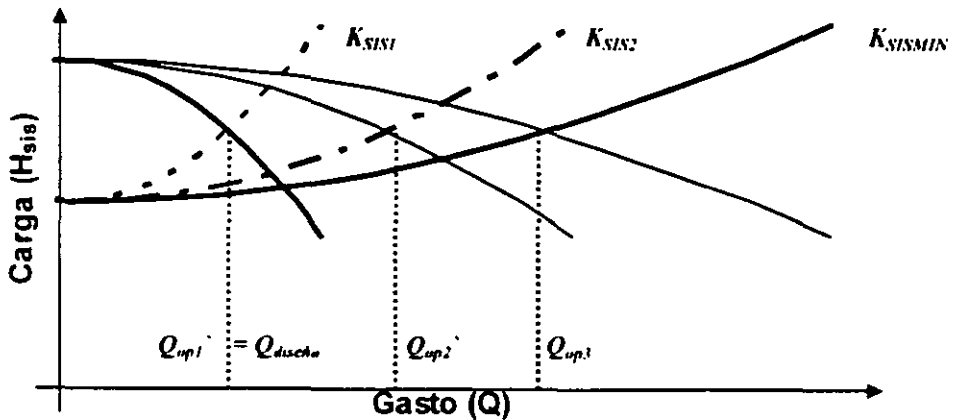


Fig. 7.14 Variación de K_{SIS} para operación al gasto de diseño de las bombas

Además, se observa que:

$$K_{SISMIN} < K_{SIS2} < K_{SIS1}$$

En resumen, un sistema con bombas en paralelo puede operar con una válvula de control en la descarga de la planta de bombeo dando gran flexibilidad en la operación del sistema. Permite mantener la carga de diseño en las bombas al hacer que estas trabajen al gasto de diseño, independientemente del número de equipos en operación. La principal desventaja es que el gasto bombeado (múltiplo del gasto de diseño) es menor que el que podría bombearse sin la presencia de la válvula de control y que el seccionar parcialmente el flujo implica disipar la potencia $\Delta p/\gamma Q = \Delta p \cdot Q$, donde Δp es la carga disipada en la válvula.

Evidentemente, la conveniencia de la instalación de una válvula de control debe considerar los aspectos antes señalados a través de un análisis de factibilidad técnica y económica.

La figura 7.15 muestra la válvula de émbolo de paso anular ubicada en la descarga de la planta de bombeo del Acueducto Chapala-Guadalajara. Esta válvula es utilizada para mantener la operación de las bombas lo más cerca posible de las condiciones de diseño, independientemente del número de equipos que se encuentren trabajando.

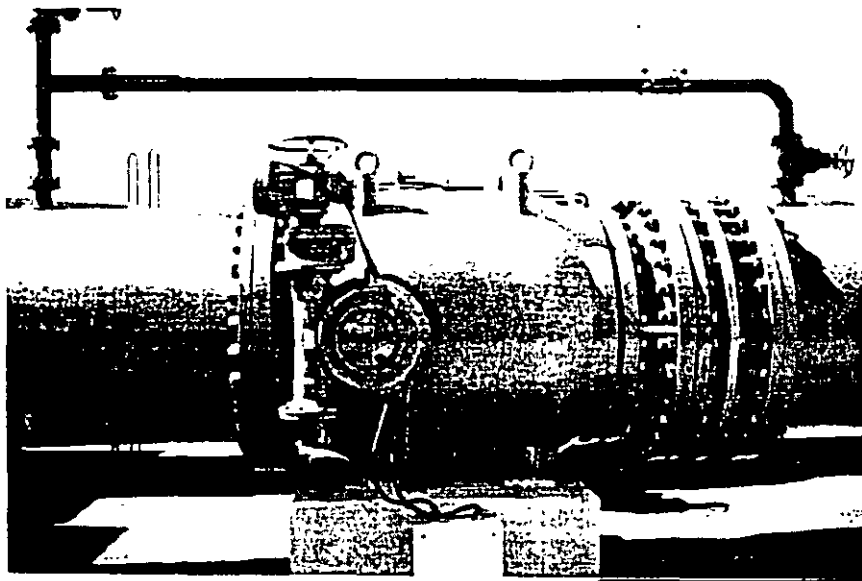


Fig. 7.15 Válvula para control de la operación de una planta de bombeo

Sistema de Bombas en Serie

Se dice que un conjunto de n bombas están conectadas en serie cuando la descarga de una bomba (i) termina en la succión de la siguiente bomba ($i+1$).

Debido al principio de continuidad, si no existen estructuras de regulación entre las n bombas, todas ellas operan con el mismo gasto, mientras que la carga total que entregan será la suma de las cargas por bomba. Esto es:

$$Q_i = Q = cte \quad y$$

$$H_T = \sum_{i=1}^n H_B \quad (10)$$

El caso más simple y común de un arreglo de bombas en serie se encuentra en las bombas verticales de varios "pasos" o etapas de impulsión. Este tipo de bombas son muy utilizadas para la extracción de agua en los pozos profundos y en cárcamos de bombeo. La figura 7.16 muestra como ejemplo una bomba vertical con dos etapas de impulsión.

Igual que en el caso anterior, es posible construir la curva carga-gasto equivalente de una bomba de " n pasos" a partir de la curva carga-gasto de una etapa de impulsión (generalmente las n etapas son iguales). Así, dado un número n de etapas sólo es necesario multiplicar la carga, correspondientes a cada gasto entregado por la bomba, por el número n (ver figura 7.17)

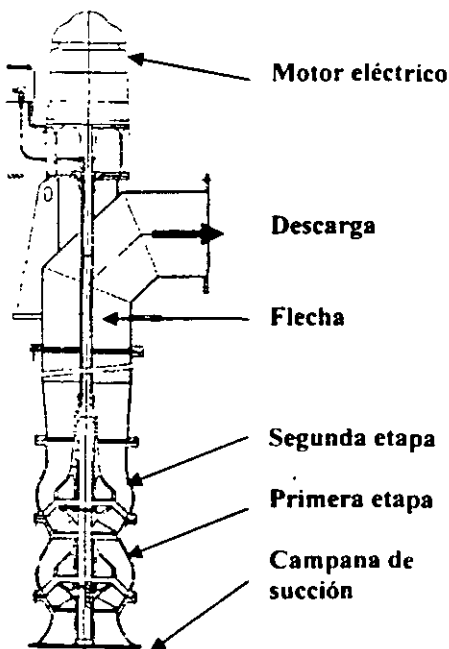


Fig. 7.16 Bomba vertical

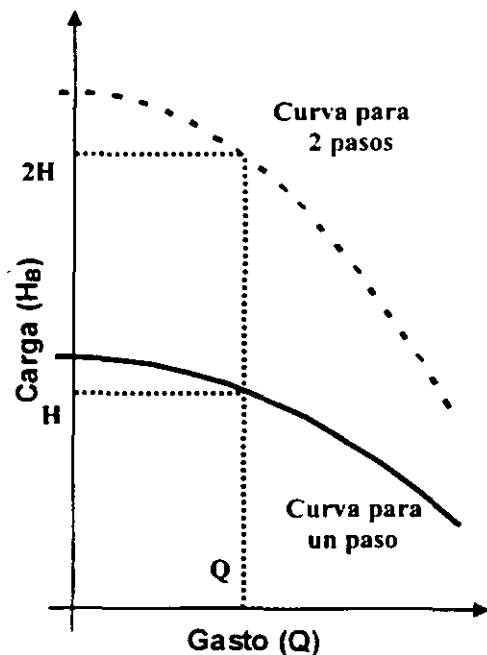


Fig. 7.17 Curva característica equivalente

Normalmente se considera que la eficiencia de la bomba con una etapa es igual a la eficiencia con n pasos. Sin embargo, algunos fabricantes recomiendan reducir la eficiencia entre uno y dos pasos porcentuales por cada etapa adicional.

Otro caso donde se presenta el arreglo de bombas en serie es cuando se requiere de bombas de apoyo o "booster" en la succión de la bomba principal. Este arreglo se utiliza para incrementar la carga de la bomba principal o para evitar problemas de cavitación por baja presión en la succión de la misma. En este caso las curvas carga-gasto de cada equipo son diferentes, pero la curva equivalente también se obtiene sumando la carga que entrega, para un cierto gasto, cada bomba.

Cuando se trata de sistemas de bombeo donde se tiene una gran carga a vencer, no es conveniente instalar las n etapas de bombeo requeridas al inicio de la conducción, principalmente por que ello implicaría que desde el inicio la conducción la tubería tuviera resistencia suficiente para soportar la carga requerida. En cambio, es recomendable que las n etapas (o plantas de bombeo) se distribuyan a lo largo de la conducción buscando, de ser posible, que todas ellas operen con la misma carga. Esto último para facilitar el mantenimiento de los equipos.

Para dar mayor flexibilidad a la operación de los grandes sistemas, es conveniente construir tanques de regulación entre las plantas de bombeo, evitando conectar directamente la línea descarga de una planta a la succión de la siguiente (figura 7.18). Normalmente estos tanques se construyen lo más cerca posible de la entrada a una planta de bombeo, por lo que reciben comúnmente el nombre de tanque de succión o de sumergencia.

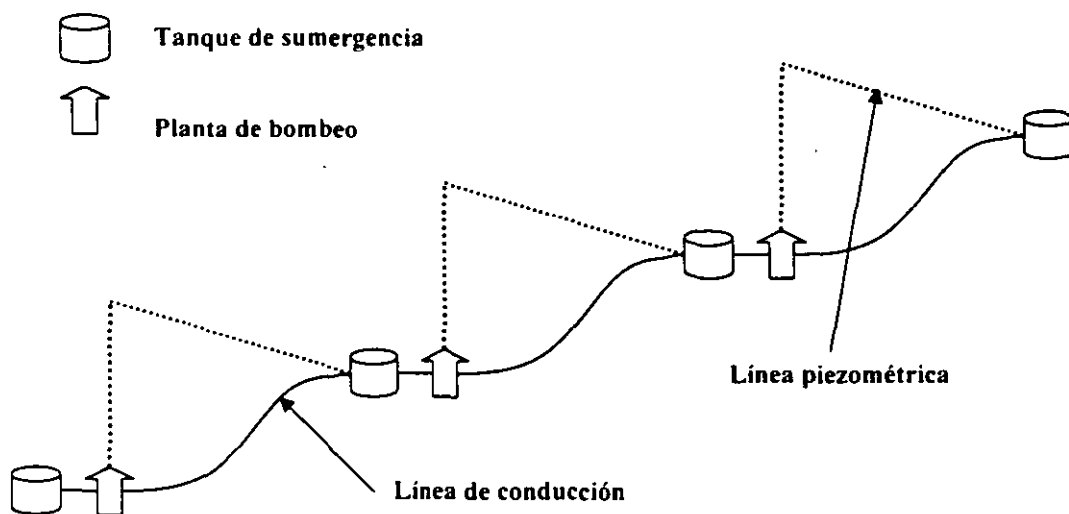


Fig. 7.18 Sistema de plantas de bombeo en serie

Desde el punto de vista del análisis y la operación hidráulica, la instalación de tanques de sumergencia permite que el funcionamiento en flujo establecido de cada planta de bombeo pueda considerarse en forma independiente, pero deberá verificarse que, para todo el sistema, se cumpla ecuación (10).

La capacidad de regulación de los tanques de sumergencia depende, por un lado, del caudal total y del número de equipos por planta y, por otro lado, del tiempo de respuesta entre las maniobras de paro y arranque de equipos entre plantas de bombeo. Estos tiempos pueden ser del orden de 30 minutos si las maniobras se coordinan mediante radio comunicación o menores si se cuenta con un sistema de control supervisorio que automatice las maniobras de arranque y paro.

8. PROCEDIMIENTOS DE SELECCIÓN

La secuencia para la obtención de un sistema de bombeo, después de la decisión inicial de que un equipo de bombeo es requerido para un sistema y culminando con la compra del equipo, puede dividirse en los siguientes pasos generales:

- INGENIERIA DE LOS REQUERIMIENTOS DEL SISTEMA
- SELECCIÓN DE LA BOMBA Y ACCIONAMIENTO
- ESPECIFICACION DE LA BOMBA
- OFERTAS Y NEGOCIACIONES
- EVALUACION DE OFERTAS
- COMPRA DE LA BOMBA SELECCIONADA

En el proceso de especificar un equipo de bombeo, la intervención del ingeniero es necesaria para determinar los requerimientos del sistema, para la selección del tipo de bomba, para escribir las especificaciones de la bomba y para desarrollar toda la información y datos necesarios para definir el equipo al proveedor.

Una vez completa esta fase de trabajo, el ingeniero está listo para dar los pasos necesarios para la compra del equipo. Estos pasos incluyen publicar las especificaciones para las ofertas, la evaluación de la oferta, el análisis de las condiciones de compra, la selección del proveedor y proporcionar todos los datos necesarios para la emisión de una orden de compra.

INGENIERIA DE LOS REQUERIMIENTOS DEL SISTEMA

Tipo de fluido. Uno de los primeros pasos para la definición de un equipo de bombeo es el determinar los datos físicos y químicos del fluido a manejar, tales como viscosidad, densidad, si es corrosivo, propiedades lubricantes, estabilidad química, si es volátil y la cantidad de partículas suspendidas. Dependiendo del proceso y el sistema, algunas de estas propiedades pueden tener una influencia importante en el diseño del sistema y de la bomba; por ejemplo el grado de corrosividad del fluido influirá en la selección de los materiales de construcción; si el fluido contiene sólidos en suspensión, se deberán considerar materiales resistentes a la abrasión en la construcción de la bomba y un sello para bomba adecuado.

La influencia de algunos parámetros como temperatura, presión y tiempo sobre las propiedades del fluido también deben considerarse.

Curva de pérdidas del sistema. El ingeniero debe tener un concepto claro del sistema en el que la bomba va a operar. Se deberá hacer un diseño preliminar del sistema incluyendo un " layout " del equipo y un diagrama de la tubería y la instrumentación mostrando las diversas vías del flujo, su tamaño y longitud

preliminar, la elevación de los componentes del sistema, y todas las válvulas, accesorios, etc., que conformen las pérdidas de presión en el sistema.

El ingeniero entonces puede determinar las trayectorias del flujo, las cantidades del flujo, las presiones y las temperaturas a diferentes condiciones de operación del sistema y calcular el tamaño y recorrido de la tubería.

Con esta información, el ingeniero puede desarrollar las curvas de comportamiento del sistema, que muestran la relación gráfica entre el flujo y las pérdidas hidráulicas en la tubería del sistema.

Dado que las pérdidas hidráulicas son una función de la cantidad del flujo, del tamaño de la tubería y "layout", cada paso de flujo tendrá su propia curva característica.

Cuando se especifiquen las características de la bomba se debe poner especial cuidado en contabilizar cada curva característica de cada paso de flujo suministrado por la bomba. En la especificación de la bomba, es conveniente adicionar el efecto de la presión estática y las diferencias de elevación a la curva de comportamiento del sistema para formar una curva de comportamiento del sistema combinada.

La curva resultante mostrará la presión total requerida por la bomba, para vencer la resistencia del sistema. La presión de descarga de la bomba debe ser igual o mayor que la curva combinada del sistema en todos los puntos de operación esperados y todos los pasos de flujo que se espere la bomba suministre.

Modos de operación. El modo de operación de un sistema es una consideración importante cuando se especifica una bomba. ¿La operación es continua o intermitente? El flujo y la presión, ¿son constantes o fluctuantes? Estas y otras cuestiones influyen en decisiones tales como número de bombas y sus capacidades.

Márgenes. Las bombas se especifican frecuentemente con un margen arriba de la capacidad requerida, para que la bomba pueda sobrellevar variaciones transitorias en el sistema sin detrimento de su función. Algunas variaciones considerables con frecuencia en el diseño, son las fluctuaciones de la presión y la temperatura, bajas en el voltaje y la frecuencia y otras. La capacidad de la bomba que se va a comprar no debe exceder del 15 o 20 % sobre los requerimientos. Un margen excesivo en la capacidad de la bomba, puede llevar a una operación fuera de lo recomendado por el fabricante.

Desgaste. El desgaste es un factor que siempre esta presente en el diseño de un equipo y sistema de bombeo. Ningún material que maneje fluidos o usado en superficies en contacto y en movimiento está libre de desgaste; por lo que las características de operación del sistema y de la bomba cambiarán con el desgaste conforme el tiempo el tiempo que pase. El ingeniero debe estimar el

desgaste en la vida de la planta y dar los márgenes adecuados en los parámetros del sistema de tal modo que la bomba pueda proveer el flujo esperado hasta el final de la vida del equipo.

SELECCIÓN DE LA BOMBA Y ACCIONAMIENTO

En la selección de la clase y tipo de una bomba influyen algunos factores como son: requerimientos del sistema, características del fluido, vida útil requerida, costo de consumo de energía, normas y materiales de construcción.

Básicamente una bomba debe cumplir las siguientes funciones: 1) entregar un gasto en un tiempo determinado y 2) vencer la resistencia, (presión) impuesta por el sistema proporcionando el gasto requerido.

9. INSTALACIÓN, ALINEACIÓN Y PUESTA EN MARCHA

El buen funcionamiento y larga vida de la bomba depende primordialmente de una instalación y mantenimiento adecuados.

Localización de la bomba

La bomba debe ser localizada lo más cerca posible a la fuente de suministro de líquido de tal manera de que la pérdida estática de succión sea mínima y la tubería de succión lo más directa y corta. Es importante considerar el espacio necesario para poder llevar a cabo su inspección durante la operación y el mantenimiento.

Cimentación

La cimentación debe ser lo suficientemente pesada para absorber cualquier vibración y soportar en forma permanente la base del equipo. Una cimentación de concreto en terreno firme es satisfactoria.

Alineamiento

Cuando la unidad completa es ensamblada en la fábrica y montada en una base, ésta se alinea antes de embarcarse. Sin embargo, todas las bases son flexibles por lo que resulta necesario verificar la alineación después de haber nivelado el equipo en la cimentación y otra vez después de haber colocado y apretado los tornillos de anclaje. También debe verificarse después de conectar la unidad a las tuberías y periódicamente siguiendo el procedimiento mencionado más adelante.

Hay dos tipos de desalineamiento entre la flecha de la bomba y la del accionamiento:

- Desalineamiento angular: Flechas con ejes concéntricos pero no paralelos
- Desalientamiento axial: Flechas con ejes paralelos pero no concéntricos

Antes de alinear el equipo se debe nivelar. Para nivelar la unidad, bomba-accionamiento-base sobre la cimentación, las dos unidades del cople deben ser desconectadas y no deben ser conectadas hasta que todas las operaciones de alineamiento hayan sido terminadas. La base debe soportarse sobre bloques de metal rectangulares ó cuñas.

Estos bloques deben ser colocados cerca de los tornillos de anclaje y deben ajustarse hasta lograr que la bomba y el accionamiento estén nivelados.

Las herramientas necesarias para obtener un alineamiento aproximado son una regla y calibrador de lanas.

El alineamiento angular se realiza insertando el calibrador de laines en cuatro puntos espaciados 90 grados alrededor del cople entre las caras y comparando la distancia.

La unidad estará alineada angularmente cuando la distancia entre las dos caras sea igual en todos los puntos.

El alineamiento axial se realiza colocando una regla a través de la periferia de las dos partes del cople en el punto superior, inferior y en cada uno de los lados.

La unidad estará alineada axialmente cuando la regla descansa perfectamente sobre las dos partes del cople en todos los puntos.

El desalineamiento angular y axial son corregidos con laines bajo los apoyos del motor. Después de cada cambio es necesario recheckar el alineamiento de las partes del cople.

Otro método de alinear con precisión es utilizando un indicador de carátula. En este método primero se checa el alineamiento con la regla y el calibrador de laines, con la mayor precisión posible.

Se fija el indicador a la parte del cople de la bomba, con la punta del indicador descansando sobre la periferia de la otra parte del cople. Se ajusta el indicador en cero y se marca con el gis el punto donde la punta del indicador descansa. Para checar cualquier punto se da vueltas a las dos flechas del mismo ángulo de tal manera que la marca del gis coincida con la punta del indicador.

Las lecturas del indicador indicarán hacia donde se debe mover el accionamiento. Después de cada movimiento se debe checar que las caras del cople se mantengan paralelas.

Tuberías

Las tuberías de succión y de descarga deben ser soportadas independientemente cerca de la bomba de tal manera que no transmitan esfuerzo a la carcasa de la bomba al ser acopladas.

Se debe tener cuidado de que no existan materiales extraños en las tuberías antes de acoplarlas a la bomba.

Tuberías de succión

La tubería de succión debe ser tan directa y corta como sea posible y por lo menos una medida mayor que la conexión de la bomba, excepto cuando la línea de succión no debe permitir la entrada de aire, ni la formación de bolsas de aire.

Válvula de alivio

Para proteger la bomba y el sistema de tuberías contra presiones excesivas cuando la descarga es estrangulada se debe usar una válvula de alivio. El puerto del retorno de la válvula se debe conectar al depósito de suministro o tan cerca como sea posible.

Rotación del motor

La rotación de la bomba es en el sentido de las manecillas del reloj (salvo que se indique lo contrario) vista desde el cople. La rotación del motor se debe verificar con el acoplamiento desconectado.

Puesta en marcha

Antes de poner en marcha la bomba se recomienda introducir algo de líquido en la descarga de la bomba para asegurar que el elemento rotativo no está seco.

10. MANEJO DE AGUAS RESIDUALES

Una estación de bombeo para aguas residuales, consiste en una obra de ingeniería con instalaciones especiales para recibir un cierto volumen de aguas residuales que se concentran en ella, y mediante un equipo de bombeo se llevan a una distancia o una altura determinada por encima del nivel de la estación.

10.1 Necesidad de bombeo

La necesidad de bombeo del agua viene dado por las condiciones topográficas y por transportar las aguas residuales de un punto a otro, entre los que no existe la necesaria diferencia de cotas para que pueda realizarse el recorrido por gravedad.

Esta necesidad de bombeo puede presentarse en los siguientes casos:

- Incorporación de aguas residuales de un punto bajo al colector.
- Entre tramos de las alcantarillas, de ellas a colectores o al emisor.
- Cuando se requiere dar cierta carga hidráulica a las aguas residuales para que puedan manejarse adecuadamente en la planta de tratamiento.
- En un desagüe de la planta de tratamiento hacia el cauce receptor. En forma continua si el nivel del cauce receptor está siempre a una cota mas alta, o en forma intermitente, cuando en algunas épocas del año dicho nivel se eleva.

En las alternativas de solución no olvidar que una estación de bombeo presenta los siguientes inconvenientes, costo de la instalación, gasto de energía y riesgo de inundación cuando no se dispone de altura suficiente para instalar una desviación del gasto. Por razones económicas debe procurarse, siempre que sea posible, evitar la construcción de este tipo de obra.

La estación de bombeo, en su sentido más general está formada por los siguientes elementos, que en el respectivo estudio deben definirse y justificarse:

Equipo

- Bombas (motor e impulsor), controles eléctricos.

Edificación

- Oficinas, servicios generales, bodegas, talleres, caseta de vigilancia.

Depósitos de agua

- Tanque regulador de succión (cárcamo), canales.

Instalaciones

- Destinados a proteger las bombas, conductos de succión, eléctricos e hidráulicos.

10.2 Recomendaciones para las estaciones de bombeo

Es importante que la ubicación de una estación de bombeo se seleccione sólo después de realizar estudios extensos y detallados de las necesidades actuales y futuras del área que será servida por el sistema, de los factores económicos del diseño del sistema, de la ubicación de la estación y del impacto en el ambiente local.

Se dará cuidadosa atención, especialmente en áreas no desarrolladas o parcialmente urbanizadas, al crecimiento futuro probable debido a que la ubicación de la estación de bombas, determinará en muchos casos, el desarrollo completo del área. La parte estética también influirá en la selección del sitio en forma tal que la ubicación de la estación no afecte adversamente el área vecina.

Los detalles que deben considerarse durante la ubicación de una estación de bombeo, incluye las condiciones del sitio, dueños del terreno, drenaje del terreno y de la localidad, patrones de tránsito, accesibilidad para vehículos, disponibilidad de servicios comunales tales como: energía eléctrica (voltaje y carga), agua potable, protección contra incendios y teléfono.

La selección final de la ubicación debe ser el resultado del balance adecuado de las necesidades técnicas, económicas y ambientales.

En relación con la construcción de las estaciones se sugieren las siguientes recomendaciones:

- El edificio de bombas deberá emplazarse fuera de la zona de avenidas extraordinarias o debidamente protegido para evitar la entrada del agua en el mismo.
- Se dispondrá en la entrada a la cámara de toma, una rejilla que retenga las impurezas gruesas en función de la tubería de aspiración y la capacidad de la bomba.
- Los conductos de succión, contruidos generalmente en hierro o en acero, estarán provistos de la correspondiente válvula de pie y accesorios necesarios para acomodar su sección al orificio de la bomba.
- El edificio destinado a proteger las bombas, deberá ser de fácil acceso, bien iluminado, bien aireado y con espacio suficiente de modo que se pueda circular libremente alrededor de los equipos. Se construirá, en un nivel superior al de la máxima cota alcanzada por la capa freática.
- Para evitar las posibles consecuencias debidas a las vibraciones de las máquinas se tomarán en cuenta, tanto en el proyecto como en la construcción, las obras de aislamiento del equipo motor y del terreno.
- Si el caudal o gasto es pequeño y los equipos de poco volumen, éstos podrán ubicarse en pozos registros del colector.
- Las estaciones enterradas serán de material impermeable, sus paredes interiores y pavimentos serán lisos y lavables. Las canaletas que en el suelo

servan de paso a las líneas eléctricas o tuberías, se cubrirán con chapa estriada o rejilla de celdas de aluminio.

- Las puertas serán de amplitud suficiente para dar paso a las piezas de mayor tamaño. En caso contrario se preverán salidas especiales.
- Se instalarán puentes-grúa para el manejo de las piezas en las instalaciones cuyo tamaño o importancia así lo requieran.

10.3 Características de los cárcamos

Un cárcamo de bombeo consiste en un tanque que almacena la suficiente cantidad de agua para ser extraída con un determinado equipo de bombeo. De aquí que el diseño de los cárcamos está en función del tipo de bomba a utilizar y de la curva de caudal contra tiempo.

Se han desarrollado métodos para determinar el volumen requerido del cárcamo. Con esto se pretende que el ciclo de bombeo (tiempo con bomba en operación más tiempo con bomba sin extracción) tenga una duración mayor que el tiempo mínimo recomendado por los fabricantes para evitar que una bomba o un sistema de bombas tengan fallas por sobrecarga en el sistema de arranque. Sin embargo, aunque desde el punto de vista mecánico sea preferible operar las bombas por períodos largos, tiempos grandes de retención hidráulica no permiten el mantenimiento de las condiciones aerobias en las aguas residuales.

CONSIDERACIONES PARA EL DISEÑO

1. Se buscará por una parte que el tiempo de un ciclo de bombeo entre arranques consecutivos, o entre incrementos de velocidad de una bomba no sean demasiado frecuentes para evitar que ocasione fallas por sobrecarga del sistema de arranque, y por otra parte que no sea tan grande como para causar problemas de septicidad.
2. Aunque la retención hidráulica en el cárcamo se basa en los caudales medios, los gastos mínimos y máximos determinarán el tamaño del cárcamo.
3. Se deben obtener resultados favorables para cualquier combinación de gastos influentes y de bombeo.
4. Para bombas grandes el tiempo de un ciclo de trabajo no deberá ser menor de 20 minutos, mientras que para bombas más pequeñas el tiempo de un ciclo hidráulico puede reducirse hasta 10 minutos.
5. Se recomienda que el máximo tiempo de retención hidráulica en el cárcamo no sea mayor de 2 horas y de preferencia se deben tener tiempos menores de 30 minutos.
6. No existe un método único para dimensionar los cárcamos que sea aplicable a todas las condiciones que se pueden presentar.

7. Cuando están al final del drenaje, las bombas deben tener capacidad suficiente para absorber los cambios en los caudales recibidos del influente.
8. Cuando se trata de un cárcamo pequeño, en la práctica se considera suficiente tener un volumen igual a dos veces el gasto máximo del influente en litros por minuto, solamente para proteger el equipo de arranque de un sobrecalentamiento y fallas causadas por paros e inicios demasiado frecuentes.
9. En las grandes instalaciones la capacidad efectiva del cárcamo húmedo es conveniente que no exceda de 10 minutos del gasto promedio en 24 horas, no es conveniente que el cárcamo sea muy grande porque se tienen problemas de operación y mantenimiento (se deposita material arenoso y orgánico en exceso y aumenta la cantidad de grasas y otras sustancias en los muros laterales y la superficie).
10. Los cárcamos pueden ser estrechos, pero no menores de 1.2 metros para tener un rápido acceso y cuando a operación continua es muy importante, es conveniente dividir el cárcamo en dos secciones, apropiadamente interconectados para facilitar reparaciones, limpieza y hasta ampliaciones.

Las características de la curva diaria del caudal; las alturas de succión y descarga; el tipo y cantidad de tubería, las piezas especiales y la eficiencia de las bombas determinarán la potencia total requerida del equipo. La disponibilidad de fondos económicos, condicionarán e que se tenga o no la distribución de bombas con distintas capacidades, de tal forma que para cualquier combinación de caudales influentes y de bombeo, no se exceda el número de arranques permisibles en los equipos en un tiempo dado y no se generen condiciones anaerobias por retenciones prolongadas del agua dentro del cárcamo.

TIPOS DE CARCAMO

a) Cárcamo seco. También llamado cámara seca, la cual se usa para almacenar equipo de bombeo, controles y el equipo dependiente, está separada físicamente del foso húmedo mediante paredes, el equipo de bombeo se encuentra instalado en este compartimiento ubicado contiguo al tanque que recibe el agua. Pudiendo ser el equipo de eje horizontal o vertical, aunque la línea de succión entra en posición horizontal al tanque que retiene el agua, ver figuras 10.1 y 10.2.

El tamaño de estos cárcamos depende, en primer lugar del número y tipo de bombas seleccionadas y las tuberías necesarias para su operación. Se recomienda disponer como mínimo de 0.9 metros de distancia entre las bombas y los muros mas cercanos y cuando menos 1.2 metros entre las descargas de las bombas. Se necesita suficiente espacio entre bombas para efectuar las maniobras al sacarlas de sus bases, y tener espacio suficiente entre las tuberías del influente y la de succión, también espacio suficiente para hacer algunas reparaciones en el sitio, y para realizar inspecciones. El espacio entre el cárcamo seco y la tubería de succión de la bomba, depende del tamaño del tubo, válvulas y de su colocación.

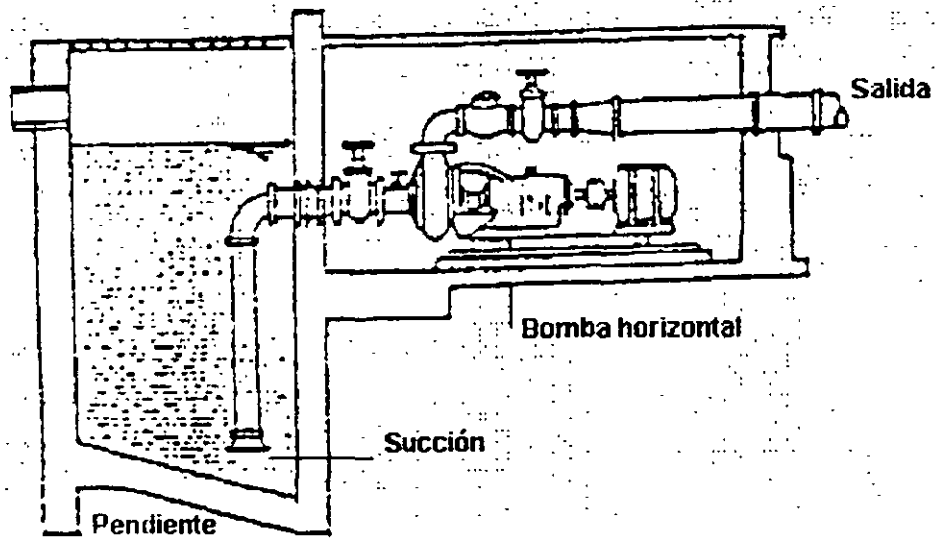


Fig. 10.1 Bomba centrífuga de flecha horizontal

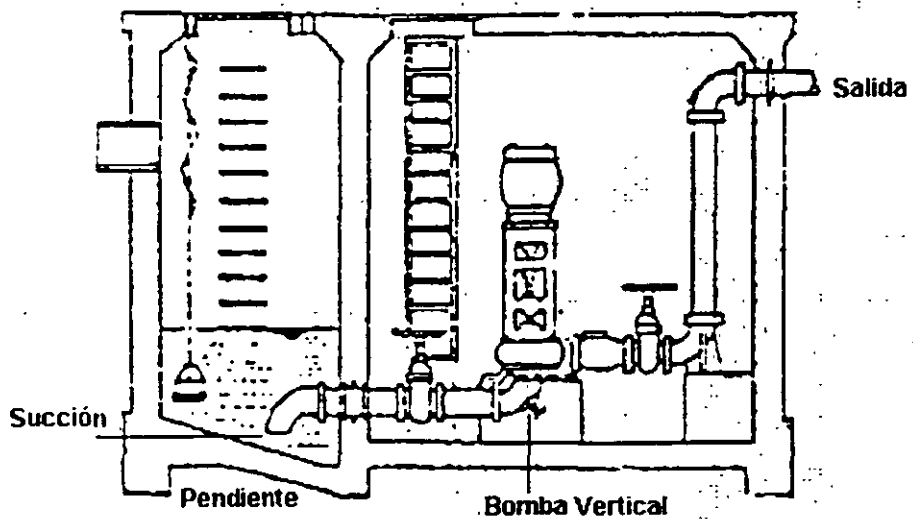


Fig. 10.2 Instalación de bomba de eje vertical en cárcamo seco

El cárcamo debe estar bien iluminado y ventilado con accesorio a prueba de explosión, debe contar también con un drenaje adecuado en el piso, con un pequeño cárcamo y una bomba para desalojar el agua y el aceite que se junte por fugas en los sellos de las conexiones, el líquido se enviará al cárcamo, su tubería se ubicará a un nivel mas alto que el nivel máximo que pueda tener el cárcamo.

b) Cárcamo húmedo. La función de un foso húmedo es recibir y almacenar temporalmente las aguas que llegan. Las bombas se instalan dentro del tanque que almacena el volumen calculado de agua, pudiendo ser impulsadas a través de un eje vertical conectado a un motor instalado en la superficie del tanque, ver figura 10.3, o estar acopladas al motor formando una sola estructura, "bombas sumergibles", ver figuras 10.4 y 10.14.

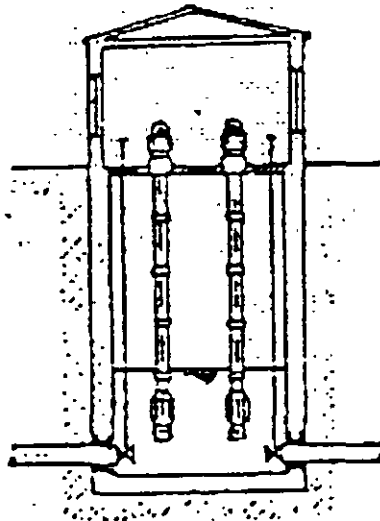


Fig. 10.3 Instalación en cárcamo húmedo con motor fuera del agua, tomado de Depuración de Aguas Residuales, Hernández Muñoz Aurelio

Probablemente, el punto más controversial en el diseño de las cámaras húmedas es la pendiente del fondo que se necesita para disminuir la sedimentación de sólidos.

Un gran número de agencias estatales reguladoras indica una pendiente de fondo mínima de 1:1 a la entrada de la bomba.

En la figura 10.5 se muestran varias posibilidades de tubería de succión más comunes en cámaras húmedas de aguas residuales. Las entradas en forma de boca de campana son muy superiores a las entradas rectas que se muestran en las figuras 10.5 B y C. Lo acampanado elimina los extremos afilados en los cuales se podría acumular material y reduce las pérdidas de carga y vórtice. Debido a que hay menor posibilidad de formación de vórtices en la cámara húmeda, las entradas A y F son superiores a cualquier otro arreglo. Para conseguir las velocidades de arrastre a la entrada y aún mantener las condiciones hidráulicas óptimas de entrada, la campana en A y F no deberían estar a una distancia mayor de $D/2$ ni menores que $D/3$ sobre el piso de la cámara húmeda. La sumergencia

requerida sobre una tubería o sobre el extremo acampanado se muestra en la tabla 10.1

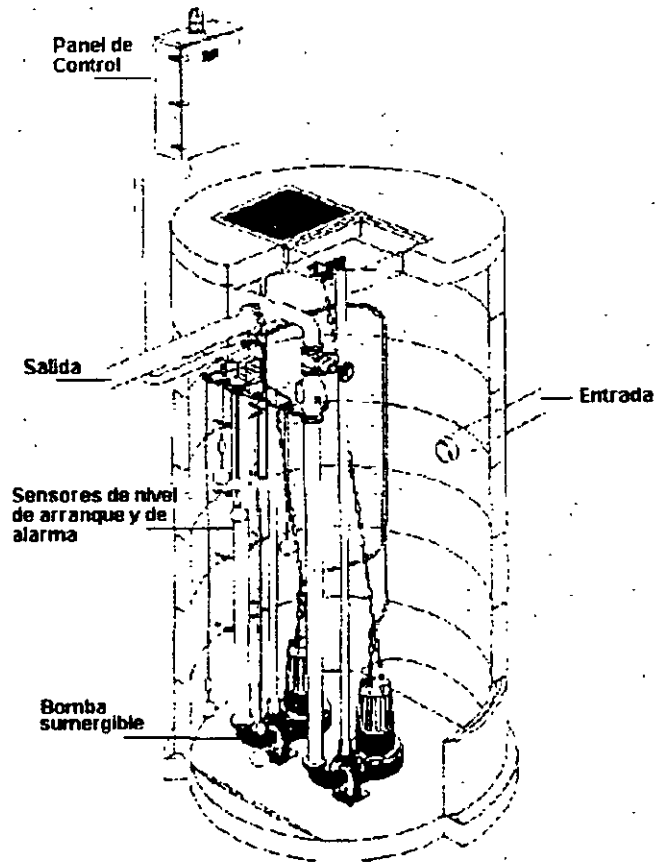


Fig. 10.4 Cárcamo para bombas sumergibles

VELOCIDAD		SUMERGENCIA REQUERIDA	
PIES/SEG	M/SEG	PIES	CMS
2	0.610	1	30.48
5	1.524	2	60.96
7	2.134	3	91.44
11	3.353	7	216.86
15	4.572	14	426.72

Nota: Pies x 0.3048 = m

Tabla 10.1 Sumergencia requerida sobre una tubería o entrada de boca de campana

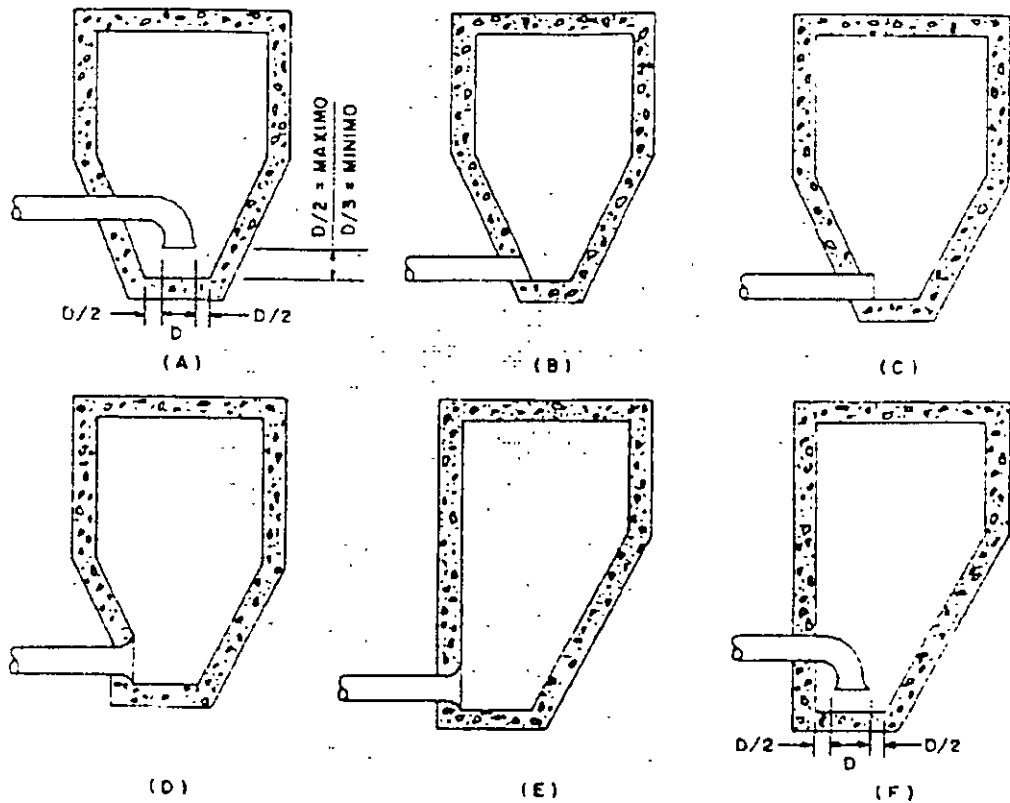


Fig. 10.5 Arreglos típicos para la instalación de la tubería de succión en el foso húmedo de las estaciones de bombas para aguas residuales

Para evitar problemas causados por vórtices, entrada de aire, cavitación y vibración, deben mantenerse condiciones adecuadas de aproximación. La meta del diseño es obtener una distribución uniforme del flujo dentro del entorno adecuado de velocidades. Es conveniente consultar al vendedor de las bombas sobre la sumergencia, el diseño y acomodo de las unidades.

CLASIFICACIÓN DE ESTACIONES, SEGÚN CAUDAL A BOMBEAR

- Estaciones muy pequeñas, menos de 6 l/seg. (100 Gal/Mm). Se usan generalmente eyectores neumáticos (figura 5.6) o con bombas desmenuzadoras para servir desde 1 a 50 edificios aislados, con líneas de descarga menores de 100 mm. (4 pulgadas). Se puede permitir un solo eyector o una sola bomba, pero se prefiere el uso de unidades duplicadas por razones de confiabilidad. Se usan estaciones tanto del tipo paquete como construidas en sitio.

- Estaciones pequeñas, 6 a 20 l/seg (100 a 300 Gal/Mm). Generalmente se usan bombas inatascables capaces de manejar sólidos de 65 mm de diámetro y preferiblemente de 80 mm. (2,5 y 3 pulgadas), descargando en líneas de 100 mm. (4 pulgadas). Se requiere el doble de bombas, excepto en casos excepcionales con bombas dimensionadas para manejar el flujo máximo. Se deben tomar provisiones para cualquier crecimiento futuro, tales como: el operar bombas en paralelo, proporcionar mayor capacidad al impulsor de las bombas iniciales, incrementar la capacidad de la bomba, o dejar espacio para acomodar una tercera bomba. Tanto las estaciones prefabricadas como las que se construyen en sitio usan foso húmedo preferiblemente, y los motores se instalan tanto sobre el terreno como enterrados o sumergidos. Las succiones de las bombas son sumergidas o de auto cebado. El uso de bombas de auto cebado se limita a una altura de succión práctica con un máximo de 4,5 a 5,5 m. (15 a 18 pies). Se pueden usar eyectores neumáticos en lugar de bombas, pero no presentan la flexibilidad para acomodar futuras expansiones. En climas cálidos se puede usar el equipo expuesto a la intemperie.
- Estaciones medianas, 20 a casi 200 l/seg. (300 a 3000 Gal/Mm.). Generalmente se usan bombas inatascables por partida doble con posible previsión para aumentar en el futuro la capacidad de la bomba. Cada bomba tendrá capacidad en exceso del caudal máximo de diseño. Este tamaño es el más popular en las estaciones prefabricadas pero también se usa ampliamente en estaciones construidas en sitio. En el pasado, se prefería que las estaciones de aguas residuales se instalaran en foso seco, pero con la nueva tecnología disponible se da atención cuidadosa al uso de bombas sumergibles, bombas suspendidas en fosos húmedos y a bombas de tornillo.
- Estaciones Grandes, sobre 200 l/seg. (3,000 Gal/Mm.). Se pueden usar dos bombas, pero la eficiencia de la operación sobre las variaciones de flujo, usualmente determinan el uso de tres o más bombas. Las capacidades se deben seleccionar de tal manera que cuando la bomba mayor esté fuera de servicio, las otras puedan manejar los caudales máximos. En estaciones prefabricadas no se consiguen capacidades mayores de 400 l/seg (6000 Gal/Mm.). Las bombas sumergibles están disponibles en capacidades mayores de los 1.200 l/seg (20,000 Gal/Mm) para aguas residuales y hasta 6,000 l/seg (100,000 Gal/Mm) para aguas pluviales. La ubicación más generalizada en estaciones de aguas residuales es en un foso seco. El uso de bombas de tornillo inclinado ha estado incrementándose para cargas de bombeo pequeñas. Las estaciones pluviales usan indistintamente bombas de foso seco, suspendidas en foso húmedo o de tornillo inclinado. Las bombas de tornillo inclinado son de capacidad limitada: 4,000 l/seg y 4 M. (70,000 Gal/Mm, y 12 pies).

Las consideraciones para la selección de equipos de bombeo para aguas pluviales son similares a las mencionadas para aguas residuales.

ESTACIONES PREFABRICADAS

Las estaciones prefabricadas están disponibles en vanas formas de arreglos normales limitados a eyectores, bombas de foso húmedo y bombas de foso seco para servicio de aguas residuales. Estas unidades compactas se controlan automáticamente y vienen completas, incluyendo ventilación y dehumidificadores, accesorios y piezas de repuesto.

Las capacidades máximas de las unidades prefabricadas han aumentado rápidamente desde su aparición en el mercado. Aunque existen estaciones de 4 m. (12 pies) y capacidades de alrededor de 400 l/seg (6,000 Gal/Mm.), la de uso más común consta de un paquete con foso seco (con un foso húmedo construido en el campo), que emplea dos unidades de bombeo en una cámara de alrededor de 2,5 metros de diámetro (8 pies) o menor y una capacidad del orden de 3 a 100 l/seg (50 a 1,500 Gal/Mm.).

Los tipos de arreglos disponibles en estaciones prefabricadas son los siguientes:

1. Eyectores neumáticos simples o dobles colocados uno sobre el otro o colocado uno al lado del otro con cubierta cilíndrica.
2. Bombas convencionales inatascables o de auto-cebado instaladas dentro de foso seco que les sirve de cubierta o dentro de cilindros verticales o techos de arco y piso rectangular. Las bombas inatascables verticales se consiguen en estaciones de tipo paquete, cilíndricas, suspendidas en foso húmedo.
3. Bombas sumergidas de motor inatascable. Estas han salido recientemente al mercado en estaciones de tipo paquete con foso húmedo cilíndrico, con facilidades para levantar la bomba.

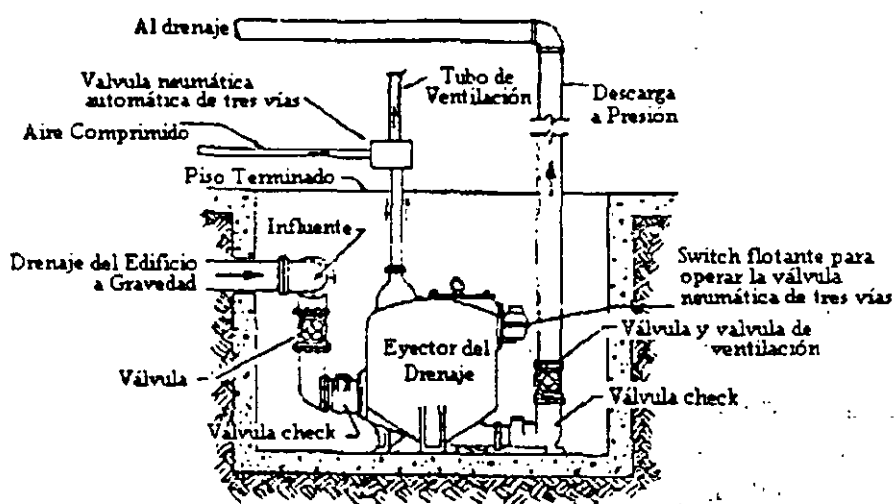


Fig. 10.6 Eyector neumático para aguas residuales

10.4 Tipos de bombas

BOMBAS DE EMBOLO

La bomba de émbolo está formada por los elementos que se señalan en la Figura 10.7. El émbolo se moverá hacia adelante y hacia atrás, al girar el manubrio con velocidad constante. Al moverse hacia atrás dejará un vacío delante suyo, que la presión atmosférica obligará al agua a que lo llene por la tubería de aspiración, (en este período la válvula de escape se cerrará y la de aspiración se abrirá). Al correr el émbolo hacia adelante se cerrará la válvula de aspiración, y se abrirá la de escape, de manera que el émbolo impulsará el agua por el tubo de descarga. Este tipo de bomba se utiliza para impulsiones de pequeñas alturas y para inyectar soluciones en tuberías.

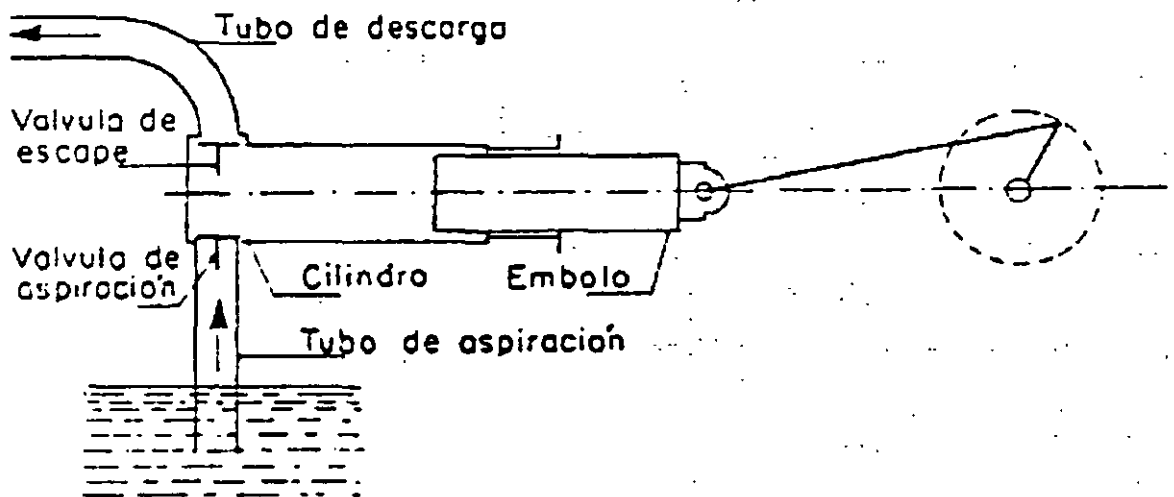


Fig. 10.7 Bomba de émbolo

BOMBAS CENTRIFUGAS

La bomba centrífuga consiste, en su más simple forma, en una rueda de alabes, llamada también impulsor, que gira dentro de una cámara concéntrica (tazón).

Las paletas imprimen al agua un movimiento de remolino forzado, y se engendran presiones dinámicas. Figura 10.8

La bomba centrífuga es una generadora de presión dinámica. Por eso, cuando se interpone en una tubería, se debe considerar la corriente, no como producida por el agua impulsada, sino porque la presión engendrada modifica el gradiente hidráulico, de modo que provoca la circulación.

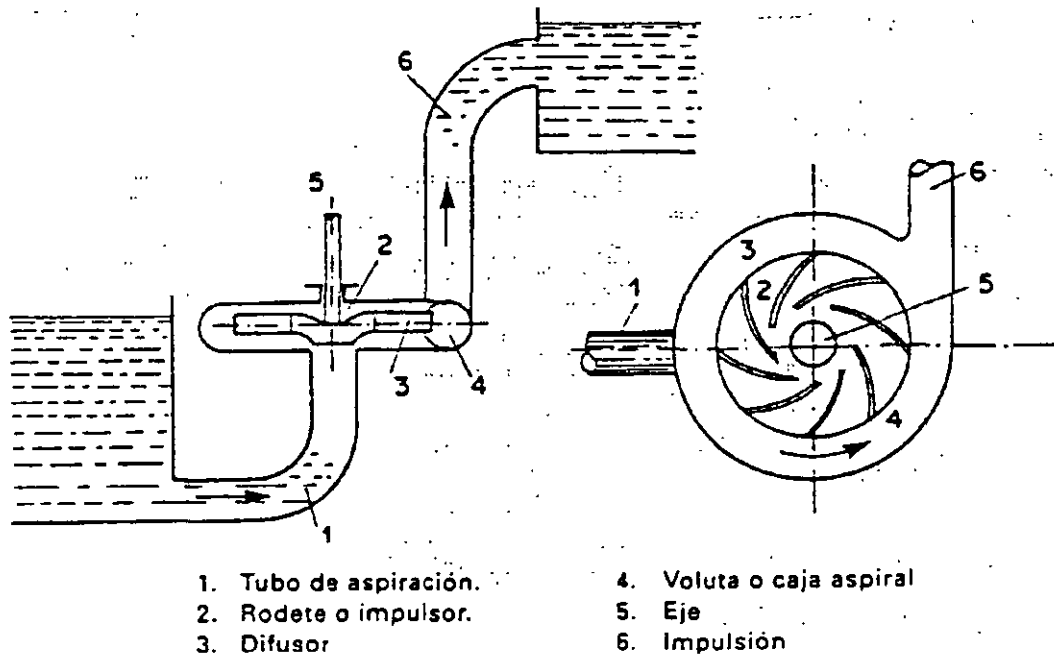


Fig. 10.8 Bomba centrífuga

Centrifugas horizontales

- El motor y la bomba, con su eje horizontal, están situados fuera del agua.
- La bomba ha de ser del tipo de rodete abierto.
- Ha de instalarse siempre en carga cuando se trate de bombeo de agua bruta.
- El rendimiento típico es del 80%.
- Suele ser la solución más económica.

Centrifugas verticales

- La bomba está sumergida, y el motor, unido a la bomba mediante un eje vertical, está fuera del agua.
- Resto de características similares a las centrifugas horizontales.
- Precio ligeramente superior al de aquéllas.

Centrifugas sumergibles

- El motor y la bomba están sumergidos dentro del agua.
- La bomba ha de ser de rodete abierto.
- El rendimiento decrece ligeramente respecto de las centrifugas horizontales. Alrededor del 75%.
- El precio puede llegar a ser doble que el de las centrifugas horizontales, pero presentan grandes ventajas de mantenimiento respecto a aquéllas.

BOMBAS AXIALES O DE HÉLICE

En la figura 10.9 se ve esquematizado este tipo de bombas. Tiene, generalmente, tres series de paletas: La primera es de paletas directrices de entrada; la segunda de paletas giratorias o de la hélice propiamente dicha, y la tercera de paletas directrices de salida.

Las de entrada hacen que el agua penetre hacia el eje de la rueda impulsora sin velocidad tangencial alguna; las paletas de la hélice comunican al agua una componente tangencial, y las de salida absorben de nuevo esta componente e impulsan el agua por el tubo de descarga y en el mismo sentido de su eje.

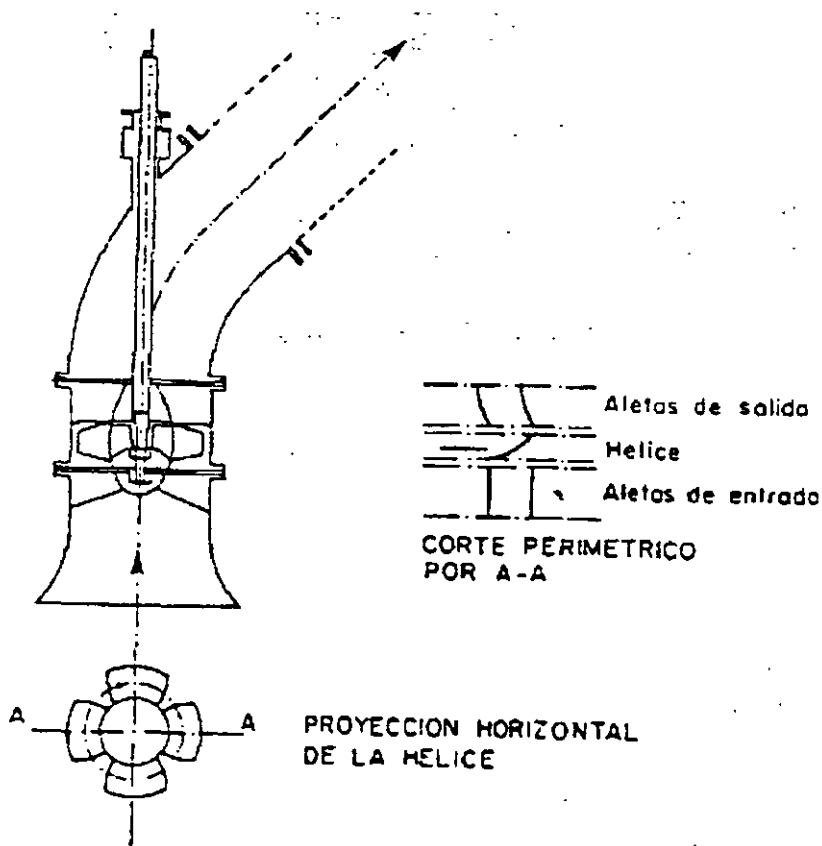


Fig. 10.9 Bomba de hélice

Este tipo de bomba se emplea para grandes caudales y alturas de 14 a 15 m en elevación. Su rendimiento es del 75 a 90%.

Las bombas helicoidales de rodete preparado para suprimir desplazamiento radial y de traslación según el eje son válidas para 25 a 35 m de elevación.

BOMBAS VOLUMÉTRICAS

Las bombas centrífugas de paletas son bombas volumétricas generalmente utilizadas como bombas de trasvase, figura 10.10

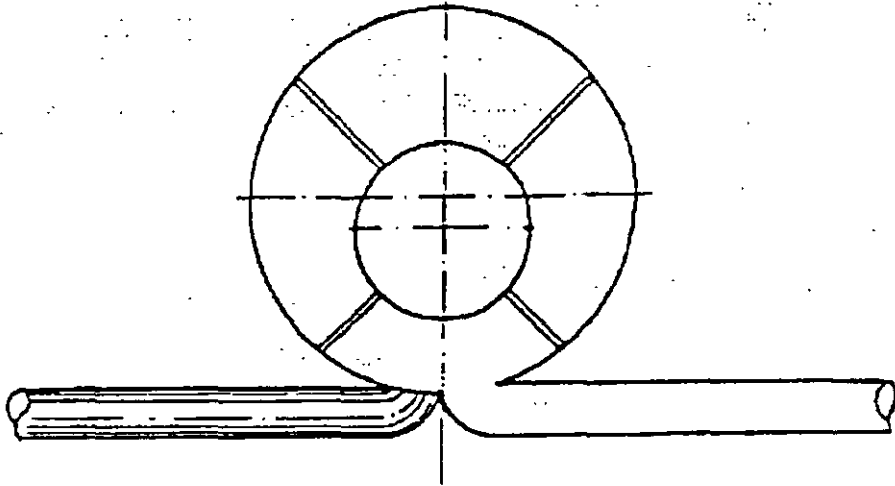


Fig 10.10 Bomba volumétrica

BOMBAS DE TORNILLO*

- Se basan en el funcionamiento de un tornillo de Arquímedes sobre un canal de fondo circular construido en obra de fábrica o bien dentro de una camisa tubular metálica.
- Pueden bombear el agua con sólidos de gran tamaño sin peligros de atascamiento.
- La altura máxima de bombeo con un solo tornillo está limitada a 4.6 m. Para mayores alturas debe pensarse en más de una etapa de bombeo.
- El ángulo máximo del tornillo respecto de la horizontal es de 30-35°.
- La curva de funcionamiento altura-caudal, de una bomba de este tipo, es plana. Es decir, para una altura constante, el consumo es sensiblemente proporcional al caudal a bombear. Esto significa:
 - a) Que el rendimiento se mantiene constante para cualquier caudal dentro de unos límites.
 - b) Que la bomba autoregula su consumo de energía para los distintos caudales.
- El rendimiento oscila alrededor del 70%.

* Se tratan al detalle en el apartado 10.8

BOMBAS TRITURADORAS

- Son bombas rotativas con dispositivos interiores de trituración, consistentes generalmente en peines giratorios, cuyos dientes exteriores discurren entre canales, produciendo la trituración de los residuos entre diente y canal.
- Pueden ser, como en el caso de las bombas centrífugas, horizontales, verticales y sumergibles.
- Su rendimiento es del orden del 30%.
- Su funcionamiento dificulta la depuración posterior del agua residual, ya que generalmente es más sencillo separar del agua los sólidos más grandes.

BOMBAS DILACERADORAS

- Suelen consistir en bombas centrífugas, cuyos alabe, dotados de elementos de corte, dilaceran los sólidos que contiene el agua.
- El resto de características es similar al de las bombas trituradoras, aunque su rendimiento puede subir hasta el 40%.

Otros tipos de bombas

Pueden citarse otros tipos de bombas, como las de dosificación, neumáticas, eólicas y solares.

BOMBAS PARA AGUAS RESIDUALES

En los bombeos de aguas residuales la naturaleza del agua a evacuar es el dato más importante para poder elegir con garantía la bomba adecuada. El procedimiento de selección de bombas, exclusivamente por el caudal y presión requeridas, sin tener en cuenta la naturaleza específica del líquido, se traduce en un mantenimiento continuo y costoso.

Una clasificación muy generalizada de las aguas de alcantarillado es la siguiente:

- Aguas residuales domésticas.
- Aguas residuales industriales.
- Aguas residuales de granjas.
- Aguas blancas de escorrentía.
- Aguas de filtraciones del terreno.
- Aguas con elementos abrasivos en suspensión.

Es fundamental elegir una bomba para cada tipo de agua, como garantía del funcionamiento de la bomba y del sistema de impulsión establecido.

Existen múltiples tipos de bombas, siendo difícil llevar a cabo una clasificación total de las mismas, aunque en general, existen dos grandes grupos fundamentales para las aguas residuales:

- bombas de desplazamiento positivo
- bombas rotacionales o rotodinámicas.

Y dentro de estos dos grupos la mayor parte de las bombas son centrífugas. La diferencia fundamental, entre los distintos tipos de bombas centrífugas, se basa en el rodete o impulsor.

BOMBAS CENTRIFUGAS

Impulsor de un canal o monocanal

En el bombeo de aguas residuales, el principal problema de los impulsores alabes, se debe a los sólidos arrastrados por las aguas.

Este tipo de impulsor se utiliza para aguas negras domésticas, aguas de oficinas, viviendas, chalets, locales comerciales, etc. Suele tener un paso de sólidos entre 50 mm y 125 mm de diámetro.

Por regla general no toleran los sólidos fibrosos y largos, pueden dar lugar a atascos en su interior. Tampoco son válidos para aguas abrasivas estos impulsores. El desgaste se produciría en la única arista de su álabe y terminaría desequilibrándose, repercutiendo esta anomalía en el eje mismo de la bomba, pudiéndose producir incluso una grave avería electro mecánica.

Las características y su instalación se presentan en las figuras 10.11, 10.12, 10.13 y 10.14.

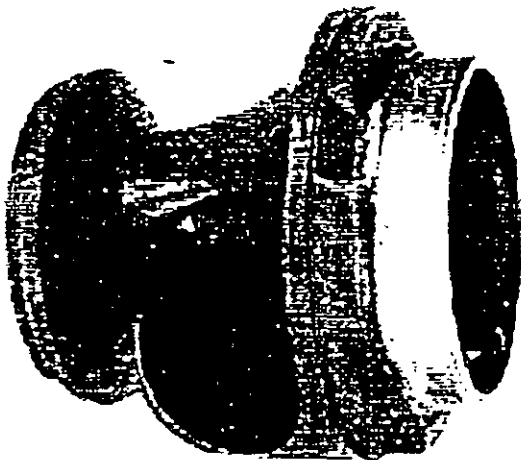


Fig. 10.11 Impulsor monocanal

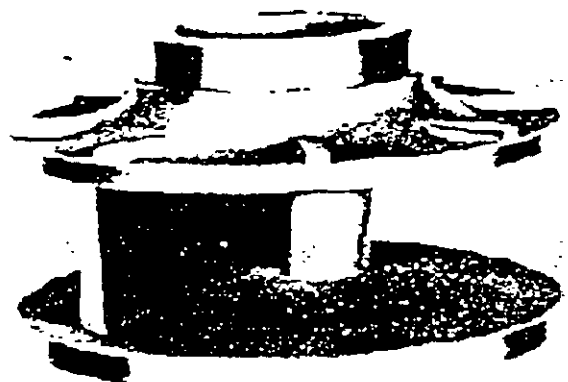


Fig. 10.12 Impulsor monocanal

Se emplean principalmente para extraer aguas residuales, lodos y aguas pluviales en las estaciones de bombeo y en las plantas tratadoras de los municipios. Dentro

de la industria se emplean para bombeo de agua de refrigeración, agua de procesos y aguas residuales, medios agresivos y corrosivos.

Estator con aislamiento de clase F(155°C) .
Las bombas de 5.5 kW o más tienen como
standard contactos incorporados.

Sistema de refrigeración incorporado en
todas las bombas de más de 9 kW. Unos
alabes situados en la parte superior del
impulsor hacen que circule agua por una
pequeña ranura alrededor de la carcasa del
estator

Juntas planas mecánicas dobles. La superior
es de carbón/ metal duro y la inferior es de
metal duro/ metal duro. Ambas se enfrían y
se lubrican con aceite.

Impulsor con gran paso abierto que permite el
paso de las partículas grandes y reduce el
riesgo de obstrucción

Anillos de desgaste cambiables entre el
impulsor y la caja de bombas para un
rendimiento óptimo

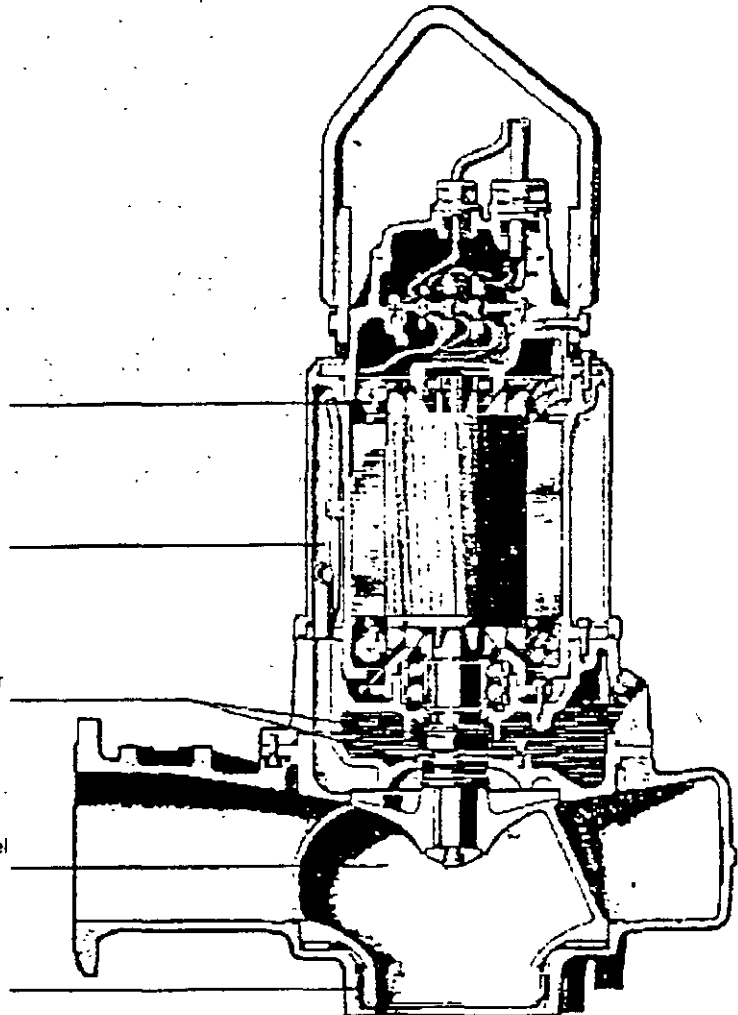


Fig. 10.13 Bomba con impulsor monocanal

Funcionan perfectamente en estaciones de bombeo pequeñas y simples. Las bombas son extraordinariamente eficaces y seguras en el funcionamiento. Se montan con rapidez y sencillez en tubos de guía o cables, y luego son descendidas al pozo de la bomba.

El impulsor es de canal cerrado en caja de bomba. La forma y el tamaño del canal hace que tenga muy poca tendencia a obstruirse.

La simplicidad de la instalación en un pozo de bombeo de aguas residuales, con este tipo de bomba sumergida se muestra en la figura 10.14.

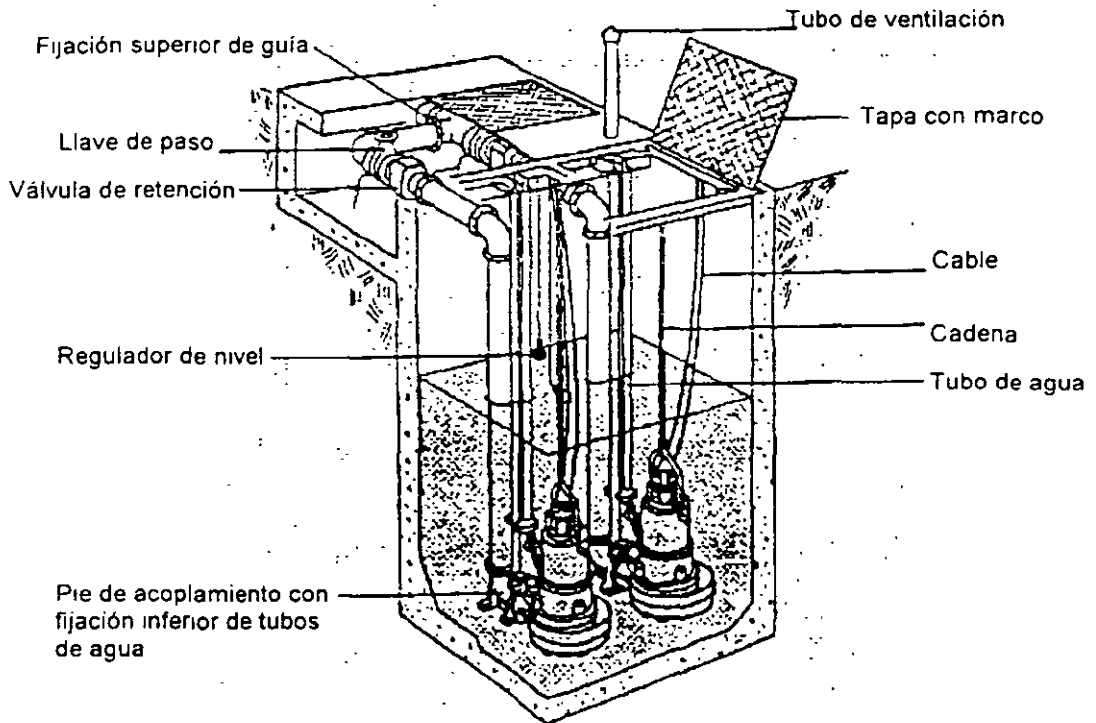


Fig. 10.14 Instalación de bombas con impulsores monocanal tipo Flygt

Impulsor cerrado de dos canales

Este tipo permite aumentar las secciones de paso siendo normales entre 35 mm y 145 mm. Fig. 10.15

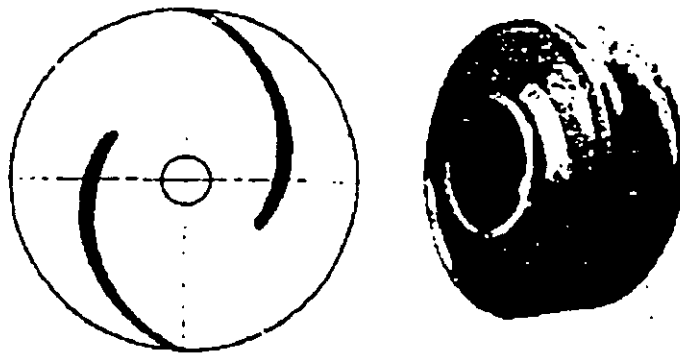


Fig. 10.15 Impulsor cerrado de dos canales

Bien diseñadas y para grandes caudales, pueden alcanzarse rendimientos en las bombas del orden del 80 al 85%.

Tal como se vio en la bomba monocanal con este tipo de bomba se presentan problemas con materias filamentosas, trapos, etc.

A diferencia de la monocanal el desgaste, ante la acción de materiales abrasivos, no produce desequilibrio, por simetría.

Este tipo puede utilizarse perfectamente para aguas de escurrimiento superficial y aguas negras de alcantarillado.

Impulsor para bombas de paso libre

La impulsión se consigue por la formación de torbellinos. El impulsor consiste en una placa con nervaduras de altura constante o de tipo cónico. Fig. 10.16 y 10.17.



Fig. 10.16 Impulsor de paso libre



Fig. 10.17 Impulsor de paso libre

Está especialmente fabricado para líquidos altamente viscosos, que contienen lodos y pequeñas o grandes partículas sólidas. El bombeo se logra debido a que el impulsor crea un torbellino rápido con el consiguiente incremento de presión en el líquido. Esto hace que la mayor parte de las partículas arrastradas en el líquido no entren nunca en contacto con el impulsor; el desgaste resulta muy reducido. La abertura de paso, en una bomba con impulsor de torbellino, es casi tan grande como la abertura de entrada de la bomba.

El rendimiento de estas bombas es mediocre, precisando motores sobredimensionados. Los riesgos de obstrucción por el contrario son mínimos.

No presentan problemas para paso de elementos sólidos con dimensiones de 80 a 125 mm. Son adecuados para bombear aguas residuales con material de fibra larga y un alto contenido de sustancia seca.

BOMBAS DE CAPACIDAD VARIABLE

Los caudales de aguas pluviales y aguas residuales fluctúan de hora en hora, diariamente y según la estación del año. Para mantener el número de bombas y el

tamaño de la estación en el mínimo de economía, es aconsejable considerar el uso de equipos de bombeo de capacidad variable.

Existen varios tipos de equipo de bombeo de capacidad variable; con excepción de las unidades de muy alta capacidad, el tipo más común de unidad de capacidad variable es la bomba accionada por motor de velocidad variable. Algunas de las unidades de impulsión que se han usado son: motores de rotor embobinado controlado por reóstato; motores controlados de frecuencia variable; motores de velocidad constante con acoplamiento de corriente-eddy o acoplamientos hidráulicos; motores de rotor embobinado con recuperación estática; motores de corriente directa (motores c-d) y máquinas de combustión interna. En velocidades reducidas, las cargas de bombeo están siempre en las curvas del sistema, pero las eficiencias de los motores de velocidad variable son también proporcionalmente más bajas y deberían de estudiarse y considerarse en cualquier diseño general de estación.

En unidades de bombas verticales grandes de baja carga, se pueden usar bombas de velocidad constante de caudal mixto y de propela con álabes de espaciado variable. Donde la curva del sistema es plana, la hidráulica de unidades de espaciado variables tiene como resultado máximas eficiencias y bajos momentos de arranque. Los mecanismos para cambiar el espaciado del impulsor mientras la bomba está en operación son complejos y costosos.

Con unidades de baja velocidad específica, las capacidades de la bomba de velocidad constante pueden cambiarse estrangulando la válvula de descarga. La desventaja es que en capacidades disminuidas la bomba está siempre operando en cargas mayores que las de la curva del sistema y en eficiencias de bombeo menores. Además el estrangulamiento de las válvulas podría causar problemas de obstrucción debido a los escombros en las aguas de lluvia y las aguas residuales.

Las bombas de velocidad constante y álabes de separación variable, o las de velocidad variable y álabes de espaciado fijo, casi siempre se usan para eliminar completamente el ciclaje. La capacidad de la bomba se controla usualmente por el nivel en el foso húmedo.

FRECUENCIA DE ARRANQUES EN BOMBAS

El almacenamiento del foso húmedo podría hacerse lo suficiente grande para permitir el ciclaje adecuado de la bomba de velocidad constante (un ciclo es igual a la suma del tiempo de arranque y parada de la bomba). La frecuencia de arranques del motor está regida por la habilidad del motor para autoenfriarse después de haber consumido un 500% a 600% de la corriente regular que requiere para arrancar. Motores bajo 20 kW (25 hp), pueden tolerar seis ciclos por hora sin sobrecalentarse y por lo tanto, sin reducir la vida del motor. Según aumentan los tamaños de los motores aumenta el tiempo del ciclo de operación, que se considera seguro hasta cuando se llega aproximadamente a los 400 kW (500 hp), se considera un máximo de uno o dos arranques en 24 horas; en cada selección de diseño se deberán considerar las características propias dadas por los fabricantes.

10.5 Potencia de bombeo necesario

La potencia requerida para el bombeo se calcula con la siguiente fórmula, considerando la densidad del líquido, en este caso es agua residual ($\gamma=1.25$)

$$HP = 1.25 \frac{QH}{76\eta}$$

- 1.25 = coeficiente para aguas residuales (densidad determinada)
Q = gasto (m^3/s)
H = altura de elevación total mas pérdidas de carga (m)
 η = eficiencia de la bomba (adimensional)

$$KWH = HP \cdot 0.7457$$

Por catálogo se busca la marca, el tipo y el caballaje de la bomba que mas se acomode al diseñador (costo, eficiencia, confianza, antecedentes, etc) y se determina el número de bombas.

$$No. de Bombas = \frac{HP \text{ calculado}}{\text{potencia de la bomba seleccionada}}$$

CONDICIONES DE SUCCIÓN

La aspiración nunca puede ser superior a 10.33 m al nivel del mar. La máxima aspiración se determina con la siguiente expresión.

$$Ha = 10.33 - (A + B + C + D)$$

Además se recomienda utilizar 0.9 Ha para evitar cavitaciones.

- A = Pérdidas en la tubería de succión
B = Pérdidas debidas a la altitud (presión atmosférica a 0°C y al nivel del mar es de 10.33 m, disminuyendo 1.16 mm por metro de altura).
C = Pérdidas debidas a la temperatura

Pérdidas de presión en metros de columna de agua

°C	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
m	0.10	0.22	0.47	0.80	1.35	2.10	3.20	4.75	7.20	10.33

D = Pérdidas debidas a la construcción de la bomba, que varían con el diámetro, la velocidad de giro y la carga neta positiva de succión (CNPS). En las bombas sumergidas, la colocación por debajo de la columna de agua será $P/0.9$ siendo P el valor de CNPS para el caudal elegido.

CAUDAL A ELEVAR Y TIEMPO DE FUNCIONAMIENTO DE LAS BOMBAS

El caudal "Q" a elevar se calcula en función del volumen diario de agua a elevar y del tiempo de funcionamiento del grupo de bombas.

Para las instalaciones en funcionamiento teórico continuado se tomará por seguridad un tiempo de funcionamiento igual a 20 horas. Con frecuencia se estima el tiempo de funcionamiento entre 8 y 12 horas. Cuando las bombas funcionen con motores eléctricos se reduce el tiempo de funcionamiento.

Será obligatorio instalar dispositivos de cebado en las bombas centrífugas antes de su puesta en servicio. Cuando se quiera conseguir alturas manométricas elevadas será preciso el empleo de bombas multicelulares, colocando en serie varias bombas centrífugas. Por el contrario para grandes gastos y pequeñas alturas el acoplamiento se hará en paralelo.

La reserva contra averías se establecerá a base de un grupo de reserva de igual capacidad que el trabajo, si la potencia instalada es inferior a 10 HP. Cuando la potencia sea superior a 10 HP se instalarán tres grupos, dos de trabajo y uno de reserva.

En poblaciones de crecimiento rápido, en que las previsiones de caudal son muy elevadas, se instalarán bombas suficientes para la mitad del caudal previsto y reserva de las necesarias para el máximo caudal para, en su día, ampliar la instalación de trabajo al doble, quedando de reserva la misma. Los grupos de reserva podrán estar accionados por motores de combustión interna o eléctricos, no siendo admisibles los primeros cuando estén situados a profundidades mayores a 4,00 m., o en lugares de ventilación insuficiente.

10.6 Instalaciones de bombas sumergibles

Hernández Muñoz Aurelio (ver bibliografía), indica que según estudios realizados en la Universidad de Nottingham, pueden darse las siguientes recomendaciones para la entrada a la arqueta de bombas y su volumen, utilizando para su comprensión la figura 10.19

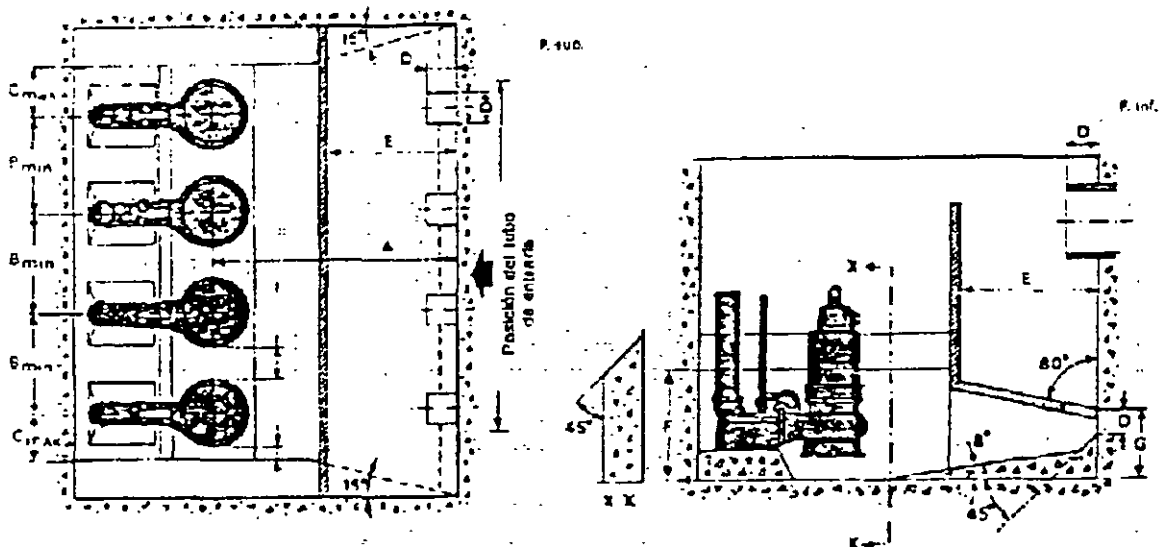


Fig. 10.18 Estación de bombeo en planta y elevación

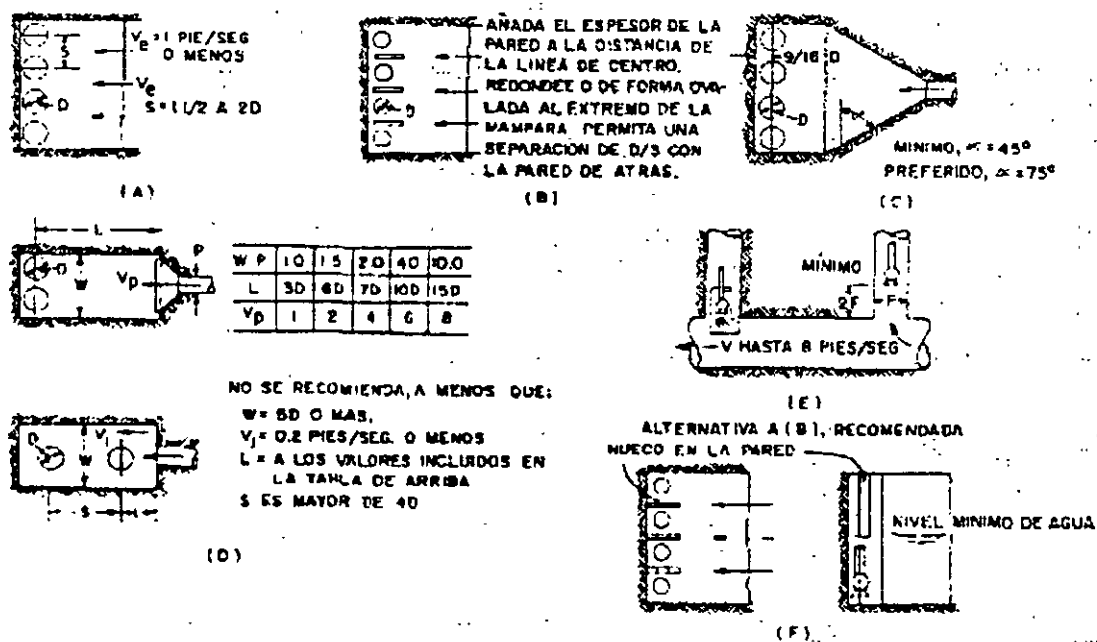


Fig. 10.19 Condiciones recomendadas para el canal de aproximación en instalaciones de bombas múltiples

Tubo de entrada

El tubo de entrada no necesita estar localizado de forma central en la pared opuesta a las bombas, aunque puede resultar ventajoso si se encuentra en la región central. El saliente del tubo deberá ajustarse de modo que el agua entre en las condiciones de caudal máximo, choque contra la división vertical antes de ser

deflectada al fondo de la cámara tranquilizadora de entrada. En el caso de caudal reducido y de nivel de agua bajo, el agua no deberá caer directamente sobre las aberturas del fondo de la cámara tranquilizadora. Es conveniente, por no decir necesaria, la instalación de una jaula de rejilla en salida de la tubería de entrada para retirar sólidos.

Aberturas de entrada (sumidero tipo foso). La entrada del sumidero debería estar por debajo del nivel mínimo del líquido y tan alejado de las bombas como lo permita la geometría del sumidero. El afluente no debería chocar contra la bomba, ni entrar en forma de chorro directo a la entrada de la bomba, o entrar al foso de tal manera que cause rotación del líquido en el foso. Donde sea necesario se puede usar una boquilla de distribución para prevenir chorros, y para evitar rotación se pueden usar deflectores (mamparas).

Cámara tranquilizadora de entrada

Una pared vertical situada frente al tubo de entrada impide que el agua entrante caiga directamente al pozo de bombas y produzca burbujas de aire. La energía cinética del agua queda reducida cuando golpea contra la pared y tiene lugar una desaireación satisfactoria en la cámara tranquilizadora.

La cámara de bombeo

El diseño de la cámara de bombeo asegura un flujo regular de agua, sin turbulencias ni remolinos, hacia las bombas. El caudal entrante se distribuye por medio de los agujeros que hay en el fondo de la cámara de entrada, situados frente a cada una de las bombas.

Con el fin de evitar la formación de remolinos, con aspiración de aire, entre la bomba exterior y la pared lateral, ésta se acerca a la bomba, y se sitúa a una altura aproximada a la mitad del estator del motor.

Las burbujas de aire, que entran con el agua en la cámara de bombeo, se elevan hacia arriba a lo largo del fondo inclinado de la cámara tranquilizadora de entrada, y salen a la superficie cerca de la pared divisoria vertical.

Debido a que el agua está en movimiento por todas partes, existe poco riesgo de sedimentación, siempre y cuando no se hayan sobrepasado las dimensiones indicadas. Fig. 10.18.

La dimensión más conveniente a incrementar con el fin de obtener un mayor volumen de pozo es la distancia desde la cámara de entrada a las bombas.

Nivel mínimo de agua

El nivel mínimo de agua en la cámara de las bombas, es decir, el nivel de parada de las bombas, tiene que ser lo suficientemente alto para que los agujeros del fondo de la cámara de entrada queden siempre sumergidos (dimensión G en la fig. 10.18) Además deberá tenerse en cuenta que el nivel de agua más bajo quede determinado por la CNPS requerido para la bomba, y en cualquier caso no deberá ser inferior a la parte alta del alojamiento del impulsor de la bomba.

10.7 Diseño y dimensionamiento de cárcamos

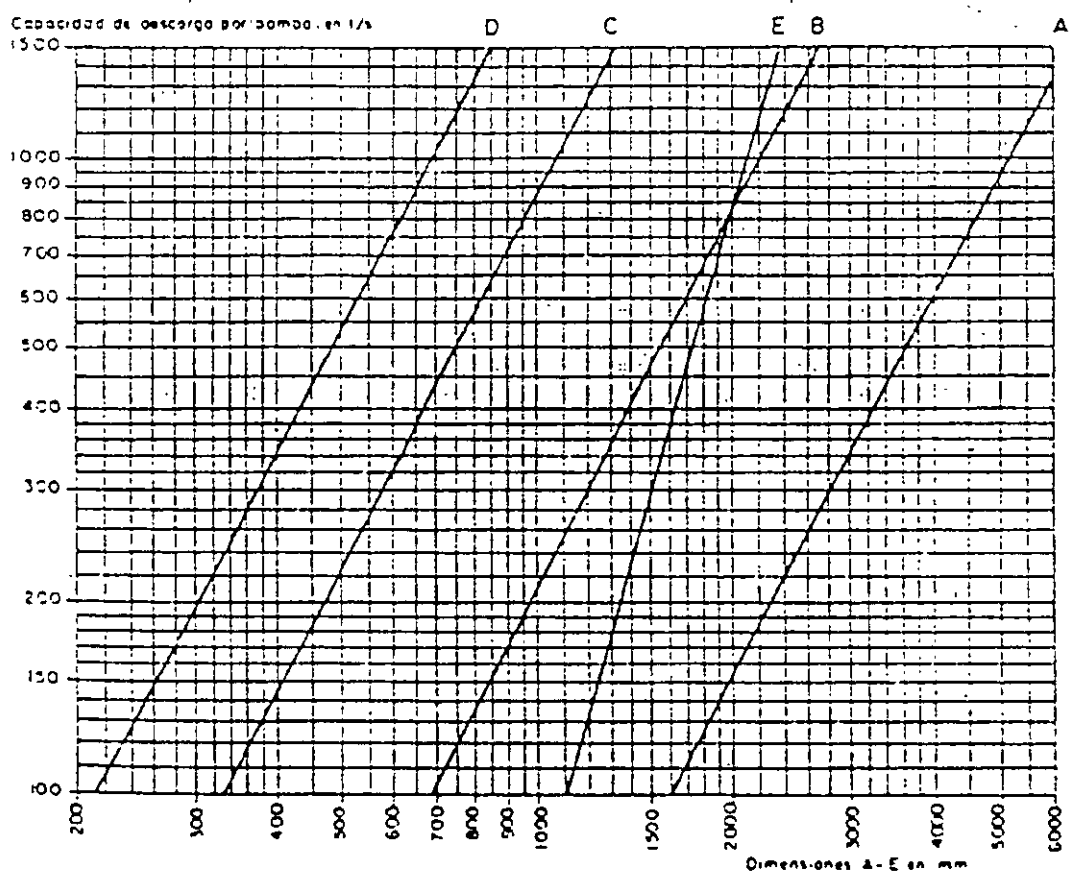


Fig. 10.20 Diagrama para determinar las dimensiones A-E

DETERMINACION DEL VOLUMEN EN CARCAMOS

El volumen del cárcamo aquí indicado tiene que ser considerado como el volumen mínimo para un funcionamiento satisfactorio en las condiciones más desfavorables, con respecto al número de arranques.

Siendo Q_m el caudal medio de aportaciones de aguas residuales en l/s, la capacidad de las bombas será $Q_c = 2Q_m$

Para bombas grandes el número de arranques o ciclos debe ser inferior a tres por hora. La capacidad mínima útil del cárcamo será dado por:

1º Criterio europeo

$$V = \frac{0.9Q}{Z} (m^3)$$

V = Volumen mínimo útil del pozo (m^3)

- Q_{ε} = Capacidad de la bomba (l/s)
 Z = Frecuencia del arranque (N/hora)

2° Criterio americano

$$V = \frac{\theta Q_{\varepsilon}}{4} \text{ (lts)}$$

- V = Volumen requerido en litros
 θ = Tiempo mínimo en minutos de un ciclo o incremento de velocidad de una bomba
 Q_{ε} = Capacidad de la bomba en lts X min, o incremento de la capacidad de bomba por una bomba adicional

Ejemplo:

$$Q_{\varepsilon} = 20 \text{ lts/seg}$$

$$Z=3$$

$$\theta = 20 \text{ min}$$

$$V = \frac{0.9Q}{Z} = \frac{0.9 \times 20}{3} = 6 \text{ m}^3$$

$$V = \frac{\theta Q_{\varepsilon}}{4} = \frac{20 \times 20 \times 60}{4} = 6,000 \text{ lts}$$

3° Criterio del cárcamo mínimo

$$\text{Vol. mínimo} = 2 Q_{max} \text{ en lts/min}$$

$$\text{Vol. máximo} = Q_{max} \times 1.5 \text{ min}$$

4° Grandes instalaciones

No exceder 10 min del gasto promedio en 24 hrs.

EJEMPLO 1

El tamaño de la estación está determinado por el número y dimensiones de las bombas, así como por la capacidad de descarga por bomba.

Las dimensiones A, B, C, O y E marcadas en la fig. 10.18 se determinan mediante la gráfica de la fig. 10.20 en función de la capacidad de descarga por bomba.

La superficie del pozo de bombas puede determinarse con ayuda de los datos dimensionales de la fig. 10.21. Los diferentes niveles de arranque pueden calcularse conjuntamente con los cálculos del volumen del pozo. Si la altura disponible es insuficiente, el volumen necesario del pozo se obtiene normalmente incrementando la dimensión A.

Dimensión B: El espacio entre dos carcassas de bombas no deberá ser nunca inferior a 200 mm.

Dimensión C: El espacio entre la pared y la carcasa de la bomba nunca deberá ser inferior a 100 mm.

Volúmenes necesarios para el depósito de bombeo

Normalmente, con bombas sumergidas, se va a depósitos de tamaño inferior al utilizado en las instalaciones de cámara seca.

Una característica significativa en las bombas, fundamental para el cálculo del volumen de los depósitos, es el número posible de arranques y paradas por hora. Esto para evitar problemas mecánicos y térmicos.

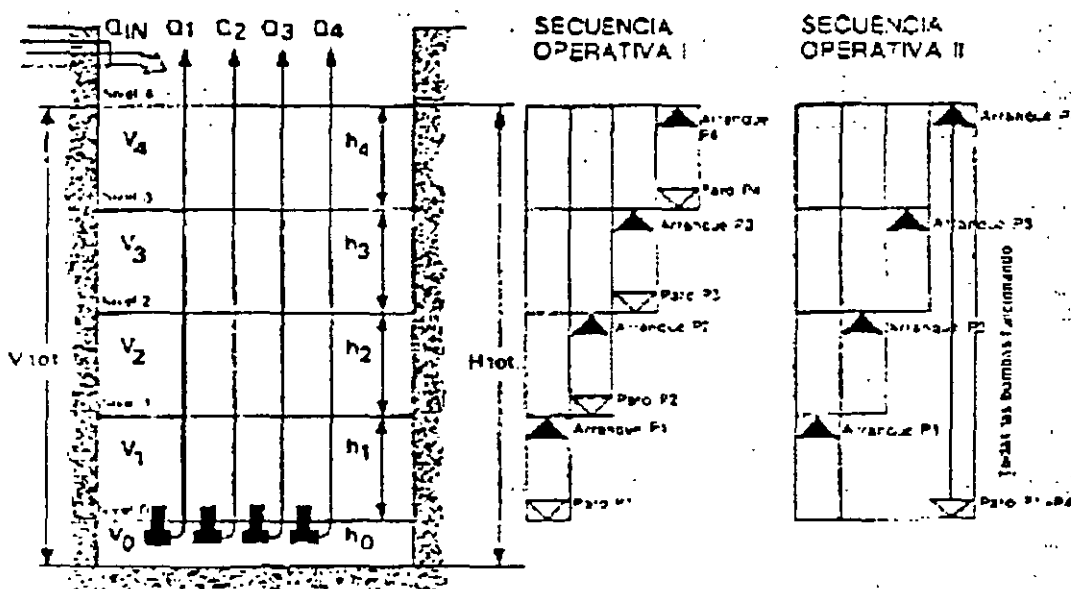


Fig. 10.21 Secuencia operativa para 4 bombas

Las curvas de sistema esquemáticas de la fig. 10.22 muestran que el caudal por bomba varía según el número de bombas funcionando. Puede usarse el valor medio entre el arranque y el paro para el cálculo de cada volumen parcial.

El volumen total requerido para el pozo de bombas se obtiene añadiendo, a los volúmenes parciales así obtenidos, el volumen residual (V_0) entre el fondo de la cámara y el nivel mínimo o de paro.

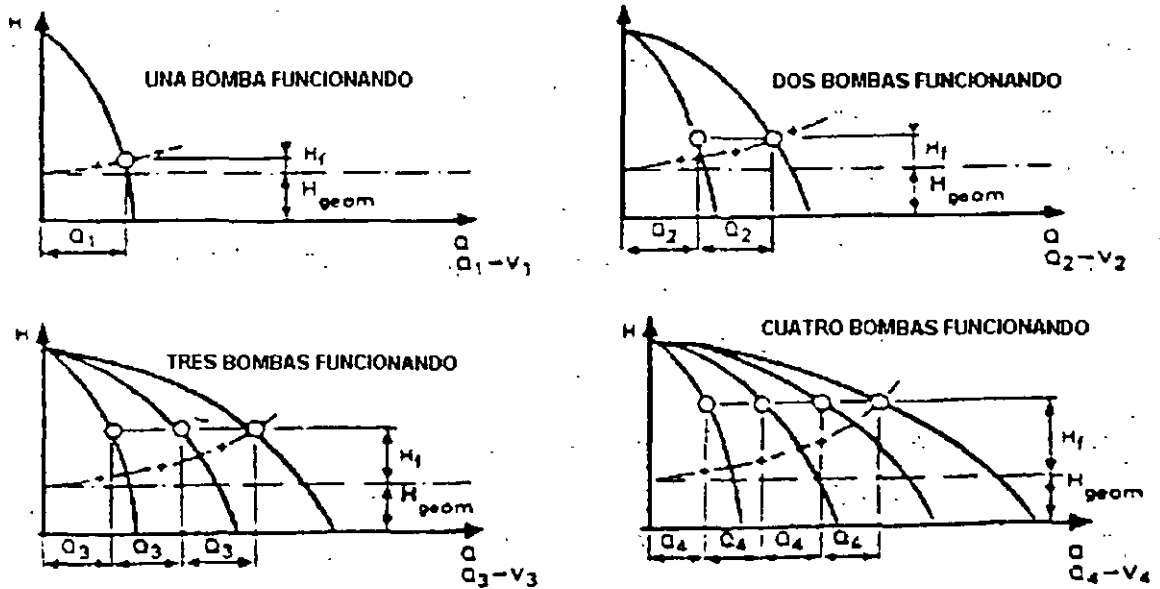


Fig. 10.22 Curvas de sistema esquemáticas

En el caso de la secuencia operativa I, el volumen necesario de la cámara de bombeo puede calcularse fácilmente empleándose el diagrama I. Fig. 10.23.

Empezar con el caudal correspondiente a las bombas de cada curva de sistema. Continuar hacia arriba en sentido vertical hasta la línea que representa el tiempo mínimo del ciclo y leer luego el volumen parcial requerido del pozo en el eje vertical.

El ejemplo ilustra el cálculo del volumen del pozo de bombas requerido para una estación con cuatro bombas idénticas, conectadas a una tubería de descarga común.

$$V_{tot} = V_0 + V_1 + V_2 + V_3 + V_4$$

Las diferencias de nivel entre los varios niveles de arranque se calculan dividiendo los volúmenes antes mencionados por la superficie (A) del pozo de bombas.

$$h_1 = \frac{V_1}{A} \quad ; \quad h_2 = \frac{V_2}{A} \quad ; \quad etc.$$

El diagrama II (fig. 10.24) puede emplearse para calcular los volúmenes parciales del pozo de bombas para la secuencia operativa II.

Empezar con el tiempo mínimo del ciclo (T), en el diagrama, y luego desplazarse en sentido vertical hacia arriba hasta la curva que representa el caudal para cada bomba y leer el volumen parcial requerido en la escala vertical (escala V_1 , para P_1 , escala V_2 , para P_2 , etc.)

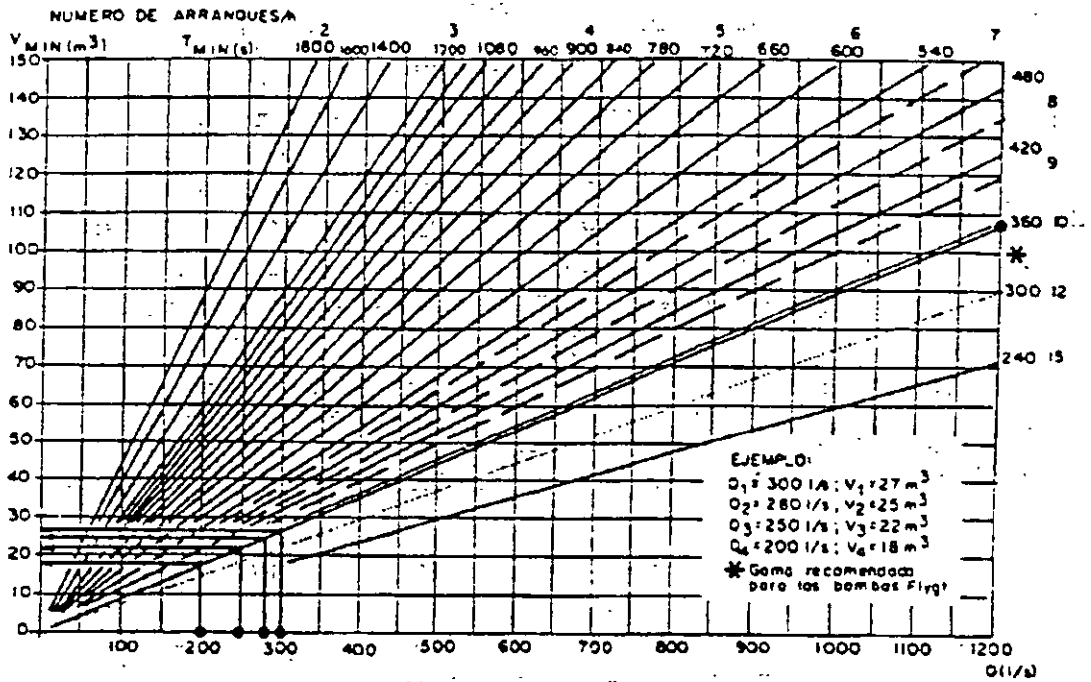


Fig. 10.23 Diagrama 1. Secuencia operativa I

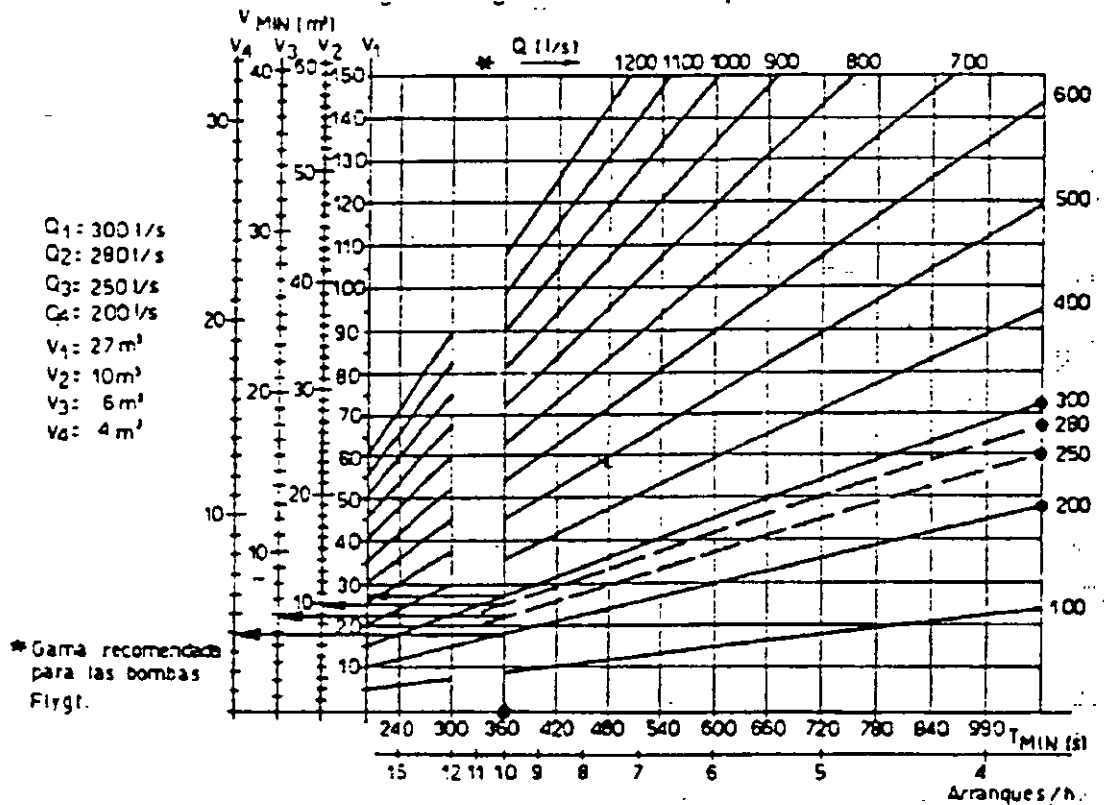


Fig. 10.24 Diagrama 2. Secuencia operativa II

EJEMPLO 2

Selección del número y capacidad de las bombas.

Cuando se trata de manejar un caudal Constante, basta con equipar el cárcamo de bombeo con dos equipos, uno en operación y el otro en espera. Sin embargo, cuando el caudal presenta máximos y mínimos es conveniente manejar tres equipos. Uno con capacidad por encima del caudal mínimo; un segundo con capacidad por encima del caudal medio de tal forma que sumen el caudal máximo; y un equipo de servicio auxiliar que tenga capacidad para el caudal máximo. (Fig. 10.25)

Dimensionamiento del cárcamo.

En función del tamaño del sistema de tratamiento en cuestión y de las bombas seleccionadas, se procede a proponer las dimensiones superficiales del cárcamo.

- a) Una bomba en operación y otra en espera para manejar cualquier caudal. El nivel de paro de la bomba se obtendrá de datos del fabricante. Para obtener el nivel de arranque, una vez propuestas las dimensiones superficiales, se calcula el volumen de agua a vaciar al transcurrir el tiempo mínimo de operación recomendado por el fabricante. Revisando luego el tiempo que transcurre entre arranques consecutivos para cualquier combinación caudal influente y de bombeo y el máximo tiempo que se retiene el agua en el cárcamo.

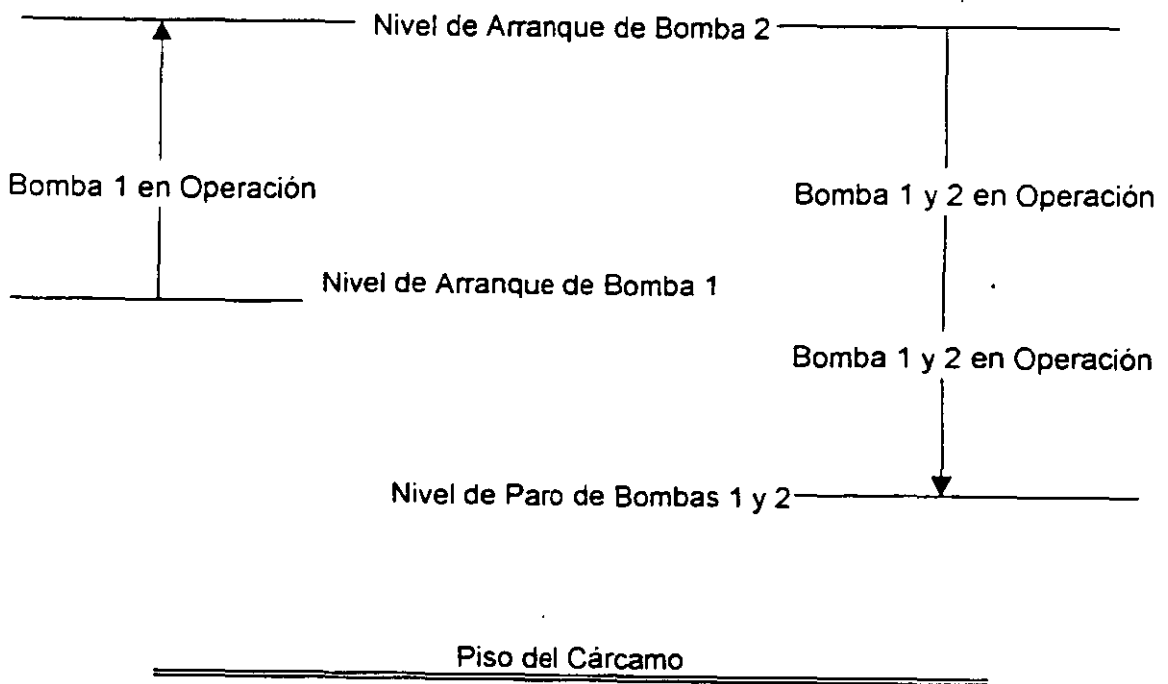


Fig. 10.25 Secuencia operativa para 2 bombas

- b) Combinación de equipos de bombeo de baja y alta capacidad. Será necesario determinar primero el nivel de arranque para el equipo de menor capacidad cuando se presenten los caudales mínimos.

El caudal de la bomba 1 (B_1) es mayor que el caudal entrante Q_{ent} de aguas residuales. Tiempo de un ciclo de operación = tiempo trabajando + tiempo sin operar

$$T = T_{servicio} + T_{fuera}$$

$$T_{fuera} = \frac{\text{Volumen desde nivel de paro hasta nivel de arranque de Bomba 1}}{\text{Caudal mínimo de aguas residuales}}$$

$$T_{fuera} = \frac{V_1}{Q_{ent}}$$

$T_{servicio}$ = Tiempo en que Bomba 1 vacía V_1 desde arranque hasta paro.

$$T_{servicio} = \frac{V_1}{B_1 - Q_{ent}}$$

Sustituyendo en la primera ecuación se tiene que el tiempo de un ciclo de operación será:

$$T = \frac{V_1}{B_1 - Q_{ent}} + \frac{V_1}{Q_{ent}}$$

$$T = V_1 \left(\frac{1}{B_1 - Q_{ent}} + \frac{1}{Q_{ent}} \right)$$

Derivando el tiempo de un ciclo T con respecto al caudal entrante Q_{ent} e igualando a cero, se obtiene el valor mínimo para un ciclo.

$$\frac{dT}{dQ_{ent}} = 0$$

A partir de esta ecuación se llega a la expresión: $B_1 = 2 \times Q_{ent}$

Sustituyendo en la penúltima ecuación con $T = T_{\text{mínimo}}$

$$T_{\text{mínimo}} = V_1 \left(\frac{1}{B_1 - B_2/2} + \frac{1}{B_1/2} \right) = V_1 \left(\frac{1}{B_1/2} + \frac{1}{B_1/2} \right) = \frac{2V_1}{B_1/2}$$

$$T_{\text{mínimo}} = 4 \times \frac{V_1}{B_1} = 2 \times \frac{V_1}{Q_{ent}}$$

El tiempo mínimo de un ciclo de operación $T_{\text{mínimo}}$ se obtiene de las especificaciones del fabricante.

El caudal de la bomba 1 (B_1) debe proponerse por encima del caudal mínimo de aguas residuales $Q_{ent} > Q_{\text{min}}$.

El volumen V_1 se calcula substituyendo el resto de valores conocidos. El nivel de arranque de la bomba 1 se determina proponiendo las dimensiones superficiales del cárcamo.

$$V_1 = T_{\text{mínimo}} \times B_1/4 = T_{\text{mínimo}} \times \frac{Q_{ent}}{2}$$

Cuando el caudal de entrada Q_{ent} sea mayor que la descarga de la bomba 1 B_1 , el nivel de agua seguirá ascendiendo por encima de nivel de arranque de Bomba 1 hasta llegar al nivel de arranque de bomba 2. A partir de este punto ambas bombas permanecerán en operación hasta vaciar el tanque en nivel de paro de bombas.

El volumen V contenido desde nivel de paro de bombas hasta nivel de arranque de bomba 2 se determina multiplicando la suma de la descarga de ambas bombas por el tiempo mínimo recomendado de operación. Por diferencia se obtiene el volumen V_2 por encima de V_1 .

Deberá revisarse que para cualquier combinación de caudales influente y de bombeo, no se sobrepase la frecuencia recomendada de arranques y no se retenga por demasiado tiempo el agua en el cárcamo.

10.8 Bombas tipo tornillo o de Arquímedes

Origen, aplicación y ventajas

En el siglo III a. C., el matemático y físico ARQUIMIDES inventó un artificio consistente en un tubo enrollado en espiral sobre un eje inclinado para elevar aguas. Fig. 10.26.

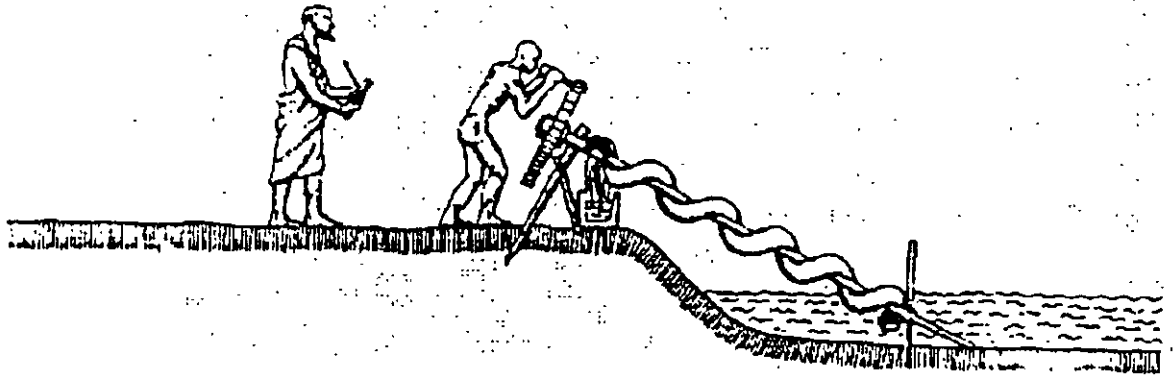


Fig. 10.26 Artificio de Arquímedes

Se sabe que los romanos utilizaron dicha máquina de elevación de aguas en las minas de oro en España.

Hoy en día se sigue utilizando el "Tornillo de Arquímedes" para elevar aguas cargadas de elementos sólidos. Este sistema tiene la ventaja de elevar con un motor de velocidad constante el caudal de agua que llegue al depósito de entrada, desde cero hasta su capacidad máxima.

Su aplicación está en:

- Elevación de aguas residuales en colectores
- Elevación de aguas en entrada y salida de las plantas de tratamiento
- Retorno de lodo decantado al reactor biológico
- Elevación de aguas de escorrentía
- Introducir en las estaciones de tratamiento y depuración un caudal constante, tomando de un depósito de regulación.

Las ventajas de este tipo de elevación son:

- a) No precisan rejillas o elementos de desbaste previos.
- b) No requieren un pozo de toma (cárcamo) amplio y profundo.

- c) Tiene un rendimiento alto del 33% al 70%
- d) Funcionan a velocidades relativamente bajas 20 a 120 r.p.m., reduciéndose el fenómeno de abrasión considerablemente.
- e) No precisa regulación ante oscilaciones de caudal.
- f) No rompe los lodos activados.
- g) Puede bombear sólidos de gran tamaño sin peligro de atascamiento.

La cantidad de agua que transportan estas máquinas, cambia según lo que se sumerja el tornillo. El caudal se puede regular controlando la velocidad de accionamiento de la máquina sin alejar demasiado el rendimiento hidráulico de su caudal máximo.

La altura de elevación esta limitada a un máximo de 7.5 a 9 metros, cuando se requiere elevar a una mayor altura, debe instalarse una o vanas etapas de bombeo; el tornillo tiene un ángulo máximo con respecto a la horizontal de 30° a 35°; se construyen con espirales de: simple (único), doble y triple paso.

En la figura 10.27 aparecen designados los principales elementos del tornillo de Arquímedes y en la figura 10.28 una instalación completa.

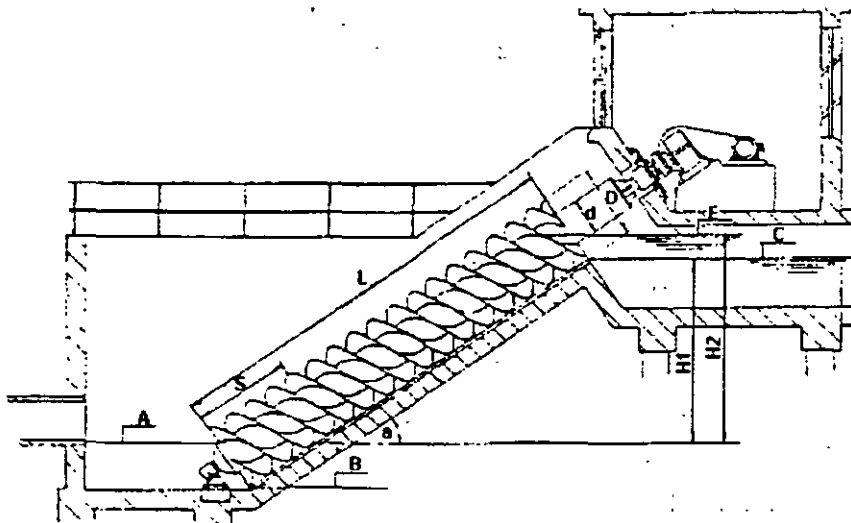


Fig. 10. 27 Componentes de la bomba de tornillo

- A = Máxima cota de llenado en depósito de entrada.
- B = Cota de solera del depósito de entrada.
- C = Cota de nivel del vertedero superior.

- E = Máximo nivel de descarga.
- a = Angulo de elevación
- D = Diámetro del tornillo.
- d = Diámetro del tubo soporte.
- L = Longitud de las hojas del tornillo.
- S = Paso de la hélice.
- H₁ = Altura del vertedero.
- H₂ = Máxima elevación

En la figura 10.28 se ilustra una instalación típica con bombas de tornillo para el manejo de aguas residuales.

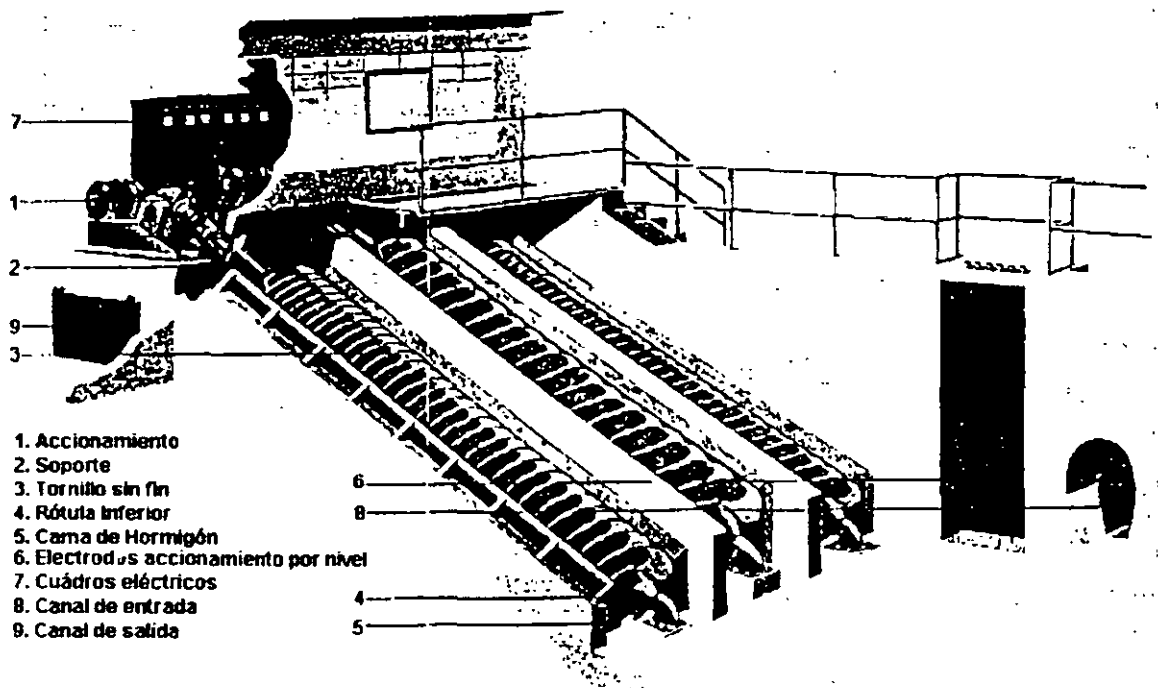
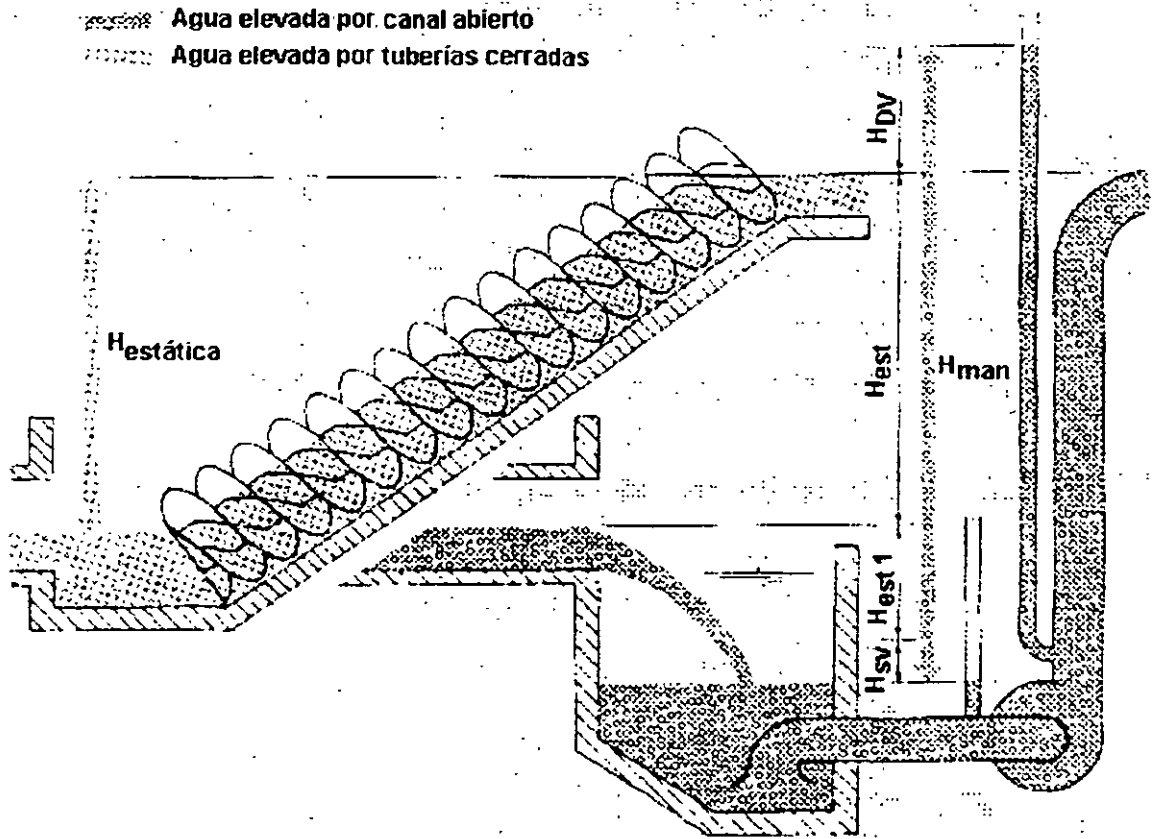


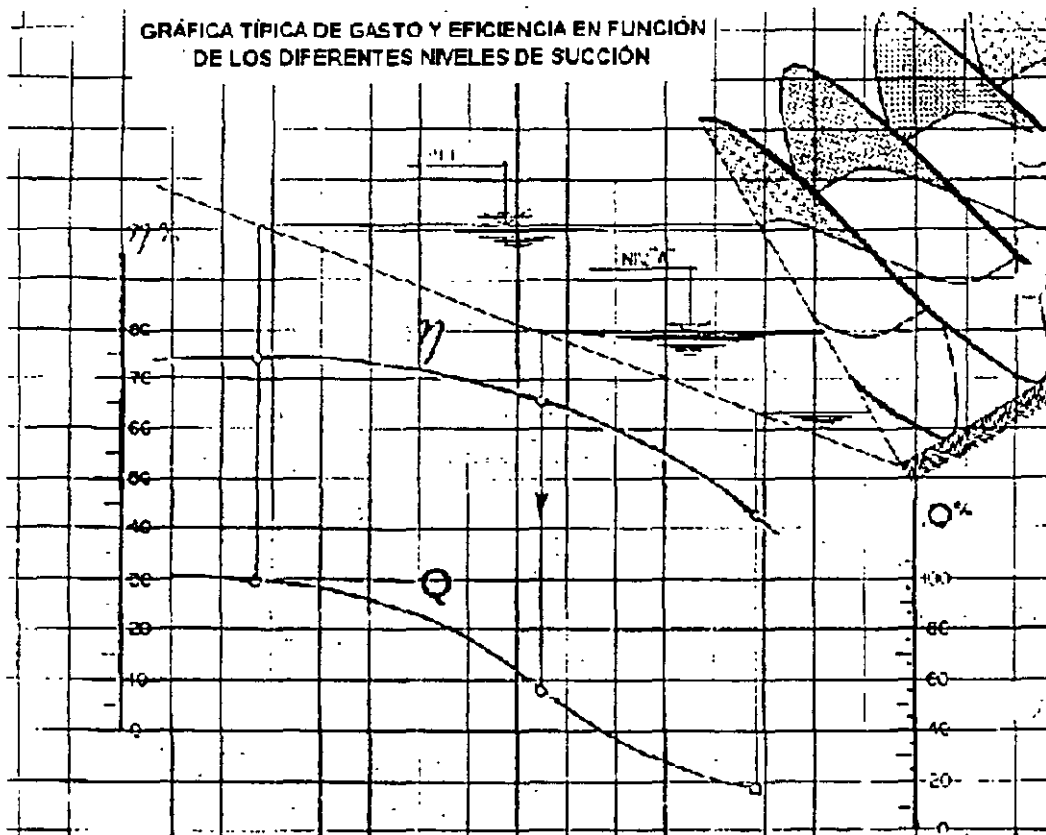
Fig. 10.28 Instalación completa con tornillos de Arquímedes

Una de las ventajas de las bombas tipo tornillo es que no requieren cárcamo, por lo mismo la altura de elevación es menor, debido a que se bombea prácticamente del nivel del canal de llegada, ahorrándose el tramo que las centrífugas eleva desde la succión hasta el motor, además no se consideran pérdidas de carga, tal como se muestra en el siguiente esquema.



- H_{est} = Carga estática igual al desnivel entre espejos de agua
 H_{dv} = Pérdida de carga por fricción y accesorios (codos, válvulas, etc.) en la descarga.
 H_{sv} = Idem al anterior pero en la succión
 $H_{est 1}$ = Caída por almacenamiento
 H_{man} = Carga dinámica total = $H_{est} + H_{dv} + H_{est 1} + H_{sv}$

El esquema anterior muestra las ventajas hidráulicas que resultan de eliminar las tuberías de conducción y los requisitos de submergencia, con relación a los equipos convencionales. La eliminación por fricción y pérdidas menores en las líneas de conducción (codos, válvulas inserciones y accesorios vanos) se traduce en la reducción de la potencia y por lo tanto de menor consumo de energía, limitándose ésta a la esencialmente requerida para vencer el desnivel de bombeo.



Esta gráfica típica relaciona la eficiencia y el gasto de una bomba tornillo en función del tirante de agua en la succión. Puede observarse que el abatimiento del espejo de agua se traduce en una reducción del gasto bombeado. Con ello se están reproduciendo las condiciones de un sistema funcionando por gravedad, eliminando las pautas impuestas por cualquier otro tipo de bombas.

Por otro lado, la gráfica muestra que la curva de rendimiento es sensiblemente plana, y por tanto un descenso en el nivel y en el caudal del agua por elevar tiene poco efecto en la eficiencia.

Por ejemplo:

Si el nivel de agua en la succión desciende del nivel máximo de diseño (P. LL. = Punto de llenado) hasta el nivel "A" el gasto de bombeo se reduce al 56% del gasto de diseño mientras que la eficiencia varía del 75% al 66%.

Las ventajas de operación que se derivan de este comportamiento son muy importantes:

- a) Mayor rendimiento a caudales variables con menor número de bombas.
- b) Se minimiza la frecuencia de arranques y paros de la unidad motriz.
- c) Gasto de bombeo variable de acuerdo con el caudal del influente, sin que se requiera motor de velocidad variable o cualquier otro dispositivo.

EJEMPLO DEL DIMENSIONAMIENTO DE UNA BOMBA DE TORNILLO

Datos de diseño:

Gasto: 5,000 gal/mm

Carga estática: 21 ft

Tabla para selección (la proporcionarán los fabricantes)

Empleo de la tabla de selección:

Si no se proporciona la inclinación, nos podemos auxiliar de la tabla que se muestra a continuación, proporcionada por un proveedor de este tipo de bombas, y en la cual podemos observar lo siguiente:

- En la columna de 30°, para un diámetro de 84 in y una sola espiral se tiene un gasto de 14338 gpm y una carga de 21.2 ft, lo que resulta inadecuado.
- En la columna de 38°, para un diámetro de 78 in y una espiral, se tiene un gasto de 5867 gpm y una carga de 26.4 ft.
- En la misma columna de 38° pero ahora con dos espirales se tiene para un diámetro de 60 in, un gasto de 6008 gpm y una carga de 22 ft.
- En la columna de 38° pero ahora con tres espirales se tiene para un diámetro de 54 in un gasto de 5527 gpm y una carga de 21.9 ft.

Análisis

De la tabla de selección, en la columna de 30° el gasto es demasiado grande para la carga de 21 in.

La columna de 38° ofrece tres bombas, así que debe seleccionarse la que resulte mas económica. La solución lógica podría ser la bomba mas pequeña ya que se asocia a costos de construcción menores, pero en algunos casos, bombas de tornillo con dos espirales pueden ser mas baratas que bombas de tornillo con tres espirales.

En este caso se selecciona la bomba de 54 in de diámetro, en la tabla se obtiene una capacidad de 5527 gpm a una velocidad de 40.5 rpm, por lo que se determinará la velocidad requerida para suministrar un gasto de 5000 gpm. La capacidad de bombeo es directamente proporcional a la velocidad.

Determinación de la velocidad

Cuando la bomba de tornillo ha sido adecuadamente seleccionada, se determinará la potencia del motor.

Cálculo de la potencia

La potencia al freno (break horsepower, bhp) se calcula con el gasto (gpm) y la carga (ft) respectivamente:

La potencia del motor se calcula a partir de la potencia al freno (bhp) tomando en cuenta la eficiencia de la espiral, el motor, la reducción de velocidad por acoplamiento, cadenas o bandas, etc. Para una selección conservadora se considera una eficiencia total (q) del 70 %, y posteriormente se selecciona el motor con la potencia comercial superior mas cercana.

SELECCIÓN DE BOMBAS DE TORNILLO

(Datos proporcionados por fabricantes)

TUBOS ESTANDAR			INCLINACIÓN DE 30° CAPACIDAD (GPM) / CARGA (FT)			INCLINACIÓN DE 38° CAPACIDAD (GPM) / CARGA (FT)		
DIAMETRO DE TORNILLO	DIAMETRO Y ESPESOR DE PARED	VELOCIDAD RPM	UNA ESPIRAL	DOS ESPIRALES	TRES ESPIRALES	UNA ESPIRAL	DOS ESPIRALES	TRES ESPIRALES
18"	8.625	84.3	377/9.9	532/9.7	638/9.5	187/12.2	362/11.9	425/11.7
21"	10.75	76.1	564/11.5	762/11.2	915/11.0	274/14.1	518/13.8	610/13.5
24"	12.75	69.6	770/12.7	1041/12.4	1249/12.3	375/15.6	708/15.3	833/15.0
27"	14.0	64.3	1014/13.0	1370/12.5	1644/12.2	493/15.9	932/15.4	1096/14.9
30"	16.0	60.0	1297/14.1	1752/13.5	2103/13.2	631/17.2	1192/16.6	1402/16.1
36"	18.0	53.1	1984/14.9	2682/13.9	3218/13.6	965/18.2	1824/17.1	2145/16.6
42"	20.0	47.9	2705/15.3	3843/14.5	4612/14.1	1337/19.1	2613/17.9	3074/17.3
48"	24.0	43.9	3884/16.9	5248/16.2	6298/15.5	1889/20.6	3569/19.9	4199/19.3
54"	30.0	40.5	-	6909/18.2	8291/17.9	2487/23.5	4698/22.5	5527/21.9
60"	30.0	37.8	6533/18.6	8835/17.9	10602/17.1	3181/23.1	6008/22.0	7068/21.4
66"	36.0	35.5	-	11036/19.1	13243/18.5	3973/25.0	7505/23.5	8829/22.9
72"	42.0	33.5	-	13521/20.9	16225/20.3	4868/27.2	9194/25.8	10817/25.1
78"	42.0	33.5	-	16229/20.5	19588/19.9	5867/26.4	11083/25.3	13039/24.6
84"	42.0	31.7	14338/21.2	19376/20.0	23251/19.6	6975/26.1	13176/24.9	15501/23.9
90"	48.0	30.2	16844/22.8	22762/21.7	27314/21.2	8194/28.2	15478/26.9	18209/26.0
96"	54.0	28.9	-	26462/23.2	31745/21.7	9526/29.9	17994/28.7	21170/28.0
102"	54.0	27.6	22558/24.0	30484/22.9	36581/21.4	10974/29.5	20729/28.3	24387/27.6
108"	60.0	26.5	-	34835/22.4	41802/21.8	12540/30.4	23668/28.5	27868/26.2
114"	60.0	24.6	29245/24.6	39500/22.1	47424/21.2	14227/30.1	26874/27.4	31616/25.3
120"	60.0	23.8	32964/23.3	44545/21.8	53455/20.4	16037/29.7	30291/26.8	35637/24.5

BIBLIOGRAFÍA

Libros

"Bombas Centrifugas", I.J. Karassik y r. Carter, C.E.C.S.A., México, 1966

"Bombas, teoría, Diseño y Aplicaciones", Manuel Viejo Zubicaray, segunda de., Editorial Limusa, México, 1975

"Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas", Claudio Metaix, Harper & Row Latinoamericana, 1970

"Metering Pumps", J.P. Poynton, Marcel Dekker, Inc., New York, 1983

"Pumps for Chemical Processing", J.T. McGuire, Marcel Dekker, Inc., New York, 1990

"Pump Handbook", I.J.Karassik, W.>C. Krutzsch, W.H. Fraser, J.P. Messina, McGraw-Hill Book Co., New York, 1986

"De Laval Engineering Handbook", Editado por H. Gartmann, McGraw-Hill Book Co., New York, 1947

"Manual del Ingeniero Mecánico Marks", MacGraw-Hill, México, 1982

"Diseño y Operación Hidráulicos de Conducciones de Agua a Presión", Instituto de Ingeniería de la UNAM, 1985

"American Nacional Standar for centrifugal Pumps", Hydraulic Institute ANSI/HI 1.1-1.5-1994.

"American Nacional Standar for Pump Intake Design", Hydraulic Institute ANSI/HI 9.8-1998.

"Net Positive Suction Head for Feed Pumps", Dr. D. Florjancic, Sulzer Brothers Limited, Switzerland.

Artículos sobre la bomba de estrella

Chicurel R., Reséndiz, R., "Bomba Rotatoria de Desplazamiento Positivo de Concepción Novedosa, Memoria VII Congreso Acad. Nacional de Ingeniería, Oaxaca, Oax., Sept. 1981, pp. 333-336.

Chicurel, R., Reséndiz, R., "Optimized Design of a New Positive Displacement Pump", Artículo No. 82-DE-18 de American Society of Mechanical Engineers 1982.

-43-

Chicurel R., Reséndiz, R. "La Bomba de Estrella: una Nueva Alternativa para el Manejo de Combustibles", Revista Ingeniería, Vol. 55, No. 1, 1985, pp. 78-81.

Chicurel, R., León, J., Reséndiz, R., "Applications and Perspectives of a Novel Sprocket Type Pump", Proc. International Conf. Positive Displ Pumps, Chester, Inglaterra, oct. 1986, pp. 1-4.

Chicurel, R., León, J., "Modelo para el Cálculo de la Eficiencia Volumétrica de las Bombas de Estrella", Memoria III Congr. Soc. Mex. Ing. Mec., Morelia, México, 1997, pp. 132-137.

Bibliografía sobre bombo de aguas residuales

López R. Rafael, "Apuntes de Tratamiento de Aguas Residuales", Capítulo 5. Estaciones de Bombeo, Facultad de Ingeniería de la UNAM, 2000.

Fair, Geyer, Okun, "Purificación de Aguas, Tratamiento y Remoción de Aguas Residuales" Limusa—Wiley 1993

Hernández M. Aurelio, "Depuración de Aguas Residuales" Escuela de Ingenieros de Caminos, Colección Senior No 9, Madrid España 1990

Joint Committee of Water Pollution Control Federation, "Wastewater Treatment Plant Design", E.U.A. 1977

Water Pollution Control Federation, "Diseño de Estaciones de Bombeo de Aguas Residuales y Aguas Pluviales" USA, 1984