



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

**ESCUELA NACIONAL DE ESTUDIOS PROFESIONALES
" ARAGON "**

**" SELECCION Y OPERACION DE EQUIPO DE
BOMBEO PARA ABASTECIMIENTO DE AGUA
POTABLE Y REMOCION DE AGUAS RESIDUALES "**

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:

INGENIERO CIVIL

P R E S E N T A :

EDUARDO CARRILLO SANTILLAN

**TESIS CON ORIGEN MEXICO, D. F.
FALLA DE ORIGEN**

1993



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis está protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

**SELECCION Y OPERACION DE EQUIPO DE BOMBEO PARA ABASTE-
CIMIENTO DE AGUA POTABLE Y REMOCION DE AGUAS RESIDUALES**

I N D I C E

	página.
INTRODUCCION.	4
I. ASPECTOS BASICOS.	
1.1. DEFINICION DE MAQUINA HIDRAULICA.	8
1.2. CLASIFICACION DE LAS MAQUINAS HIDRAULICAS.	10
1.3. DEFINICION DE BOMBA.	12
A) Elementos constitutivos.	13
1.4. CLASIFICACION DE LAS BOMBAS.	14
II. TERMINOS USADOS EN BOMBEO.	
2.1. PRESION.	17
2.2. COLUMNA O CARGA TOTAL DE BOMBEO.	21
- Carga total de una bomba de eje vertical.	30
2.3. CARGA NETA DE SUCCION POSITIVA (CNSP o NPSH).	32
- CNSP Disponible en casos típicos.	34
2.4. VELOCIDAD ESPECIFICA.	36
III. HIDROMECANICA DE LAS BOMBAS.	
3.1. PRINCIPIO FUNDAMENTAL DE FUNCIONAMIENTO.	39
A) Bombas rotodinámicas.	39
- Ecuación de Euler.	39
- Leyes de semejanza.	46
- Curvas características.	51
b) Bombas de desplazamiento positivo.	58
- Principio del desplazamiento positivo.	59
3.2. FENOMENOS DE DEPRESIONES Y SOBREPRESIONES EN BOMBAS.	61
A) Cavitación.	61
- Coeficiente de cavitación.	62
B) Golpe de ariete.	65

IV. TIPOS DE BOMBAS.		
4.1.	BOMBAS MAS COMUNES.	70
	A) Centrifugas.	71
	B) Rotatorias.	73
	C) Reciprocantes.	76
4.2.	BOMBAS PARA ABASTECIMIENTO DE AGUA POTABLE.	79
	A) Fuentes subterráneas.	79
	- Bombas para pozos profundos.	80
	B) Fuentes superficiales.	87
4.3.	BOMBAS PARA REMOCION DE AGUAS RESIDUALES.	92
V. SELECCION DEL EQUIPO DE BOMBEO.		
5.1.	DETERMINACION DEL EQUIPO DE BOMBEO.	104
	A) Datos generales necesarios.	105
	B) Número de bombas.	107
	C) Naturaleza del líquido a bombear.	109
	D) Capacidad requerida.	111
	E) Condiciones de succión.	112
	F) Condiciones de descarga.	114
	G) Tipo de servicio.	115
	H) Posición de la instalación.	116
	I) Características de la fuerza motriz.	116
	J) Espacio, peso y limitaciones de transporte.	117
	K) Localización de la instalación.	119
	L) Requerimientos especiales.	120
5.2.	CONSIDERACIONES ADICIONALES PARA ABASTECIMIENTO DE AGUA POTABLE Y REMOCION DE AGUAS RESIDUALES.	121
	A) Servicios de abastecimiento de agua.	122
	B) Servicios de remoción de aguas residuales.	125
	C) Selección final.	127
VI. OPERACION Y CONSERVACION.		
6.1.	OPERACION.	130
	A) Operación de bombas en serie o en paralelo.	131
	B) Cavilación.	132
	C) Cebado de la bomba.	133
	D) Arranque de la bomba.	137
	E) Parada de la bomba.	140
6.2.	PROBLEMAS DE OPERACION.	142
	A) Ruido en la bomba.	145
	B) Entrada de aire a una bomba.	146
	C) Problemas en el sistema.	147

D) Materia extraña en la bomba.	149
6.3. MANTENIMIENTO.	151
A) Instructivos del fabricante.	151
B) Lugar de las reparaciones.	152
C) Inspección diaria.	152
D) Inspecciones semestral y anual.	153
E) Reconstrucción completa de una bomba.	154
F) Partes para repuesto y reparación.	156
G) Registro de inspecciones y reparaciones.	157
VII. EJEMPLOS DE APLICACION.	
EJEMPLO I.	160
EJEMPLO II.	169
EJEMPLO III.	175
VIII. CONCLUSIONES.	180
BIBLIOGRAFIA.	183

INTRODUCCION

Desde sus inicios el hombre ha requerido del agua para satisfacer sus necesidades más elementales, por lo que ha procurado establecerse cerca del vital líquido, cerca de ríos, lagos, lagunas, etc., formando así las primeras concentraciones humanas que posteriormente se han transformado hasta llegar actualmente a las grandes ciudades. Pero toda concentración humana, sea cual sea su tamaño, ha requerido siempre de métodos y técnicas para obtener y abastecerse de agua, de ahí el nacimiento de los sistemas de bombeo, primeramente usando la fuerza de gravedad.

En algunos casos la situación geográfica y/o la demanda del líquido no ha permitido que estas técnicas satisfagan las necesidades de la gente, por lo que se ha tenido que recurrir a nuevas técnicas como lo es el caso de los sistemas de bombeo. Por eso el hombre ha evolucionado en sus métodos para vencer las dificultades que se le han presentado para manejar los sistemas hidráulicos por gravedad. Es por ello que las máquinas hidráulicas, y en caso especial de este trabajo, las bombas, han tenido una evolución muy importante a través de los años.

Ahora bien, en forma análoga a como han evolucionado las técnicas de abastecimiento de agua, también han evolucionado los sistemas de remoción de aguas residuales. Así como el hombre

requiere de agua para sus necesidades, una vez satisfechas éstas, se ha visto con el problema de alejar el agua usada o la excedente de las lluvias de sus lugares de residencia, debido a los problemas de inundaciones y enfermedades que la acumulación de esta agua ocasiona, para lo que también ha tenido que recurrir al uso de las bombas que de igual forma han evolucionado y se han perfeccionado.

Debido al enorme desarrollo de la tecnología en la época actual, el ingeniero necesita tener un buen conocimiento de las bombas, pues ya casi no hay servicio público o industria que no use equipos de bombeo de un tipo u otro. Hoy en día, un problema muy común con el que se encuentran muchos ingenieros, es el de cómo elegir, operar y mantener los equipos de bombeo en condiciones óptimas, dadas las necesidades de trabajo.

Existe mucha información al respecto, pero es difícil de relacionar con un problema específico. El objetivo del presente trabajo es el de dar una serie de recomendaciones sobre los principales factores a considerar, tanto en la selección como en la operación y conservación de equipos de bombeo, pero enfocándose, específicamente, a dos áreas esenciales para el ingeniero civil: la ingeniería hidráulica y la ingeniería sanitaria, representadas en este trabajo por los sistemas de abastecimiento de agua potable y los sistemas de remoción de aguas residuales, respectivamente.

Para lograr el objetivo de este trabajo es necesario empezar por analizar algunos aspectos básicos, que son los que se abarcan en el capítulo I, en donde se define lo que es una máquina hidráulica, para llegar posteriormente a una definición de bomba y a una primera clasificación de las mismas.

Una vez ubicadas las bombas como máquinas hidráulicas, se analizan en el capítulo II los términos más comúnmente usados en bombeo, términos tales como presión, carga total de bombeo, carga neta de succión positiva y velocidad específica. Así mismo, también se incluye la nomenclatura utilizada a lo largo de todo el trabajo.

El capítulo III, titulado "Hidromecánica de las bombas", comprende los aspectos teóricos del funcionamiento de una bomba, sea rotodinámica o de desplazamiento positivo; se analizan conceptos tales como la Ecuación de Euler, las Leyes de semejanza, las curvas características y el principio del desplazamiento positivo. En la segunda parte del capítulo se ven dos fenómenos muy importantes en el estudio de las bombas, los cuales son la cavitación y el golpe de ariete.

En la primera parte del capítulo IV se da una clasificación de las bombas más comúnmente utilizadas, más amplia que la presentada en el capítulo I. Posteriormente se describen las bombas que en la práctica son más usadas en los sistemas de abastecimiento de agua potable, sean de fuentes subterráneas o

fuentes superficiales, y las bombas más usadas en la remoción de aguas residuales.

El capítulo V describe los principales factores a considerar en la selección de un equipo de bombeo, factores tales como número de bombas, capacidad requerida, condiciones en la succión y en la descarga, tipo de servicio o características de la fuerza motriz, entre otros. En la segunda parte del capítulo se hacen algunas consideraciones adicionales, particularmente enfocadas a las áreas del trabajo, es decir, abastecimiento de agua potable y remoción de aguas residuales.

El capítulo VI se divide en tres partes. En la primera se analizan las principales acciones que se realizan al operar un equipo de bombeo; en la segunda, se describen los principales problemas que se pueden presentar cuando una bomba está operando, y finalmente, se dan una serie de recomendaciones sobre las acciones más importantes que se deben realizar para dar un mantenimiento adecuado a los equipos de bombeo.

En el capítulo VII se incluyen algunos ejemplos de aplicación donde se ven los conceptos y criterios descritos en los capítulos anteriores. Por último, en el capítulo VIII, se dan algunas conclusiones de interés general sobre el trabajo.

CAPITULO I

ASPECTOS BASICOS

1.1. DEFINICION DE MAQUINA HIDRAULICA.

Una máquina es un transformador de energía, esta transformación la realiza absorbiendo energía de un tipo y restituyendola en otro tipo, por ejemplo un motor eléctrico transforma la energía eléctrica en energía mecánica, aunque esta transformación puede ser del mismo tipo de energía, por ejemplo un torno absorbe y restituye energía mecánica.

Las máquinas se clasifican en diversos grupos, como pueden ser máquinas-herramientas, máquinas de fluido, máquinas eléctricas, etc.

Las máquinas hidráulicas pertenecen a un grupo de máquinas llamadas máquinas de fluido, donde se presenta un intercambio entre energía de fluido y energía mecánica; en este tipo de máquinas el fluido puede proporcionar la energía que absorbe la máquina (por ejemplo, el agua que se suministra a una turbina tiene una energía de presión, que se origina a partir del nivel del agua en el embalse y que a su vez la turbina transforma en energía mecánica), o bien, el fluido puede ser el receptor de energía, al que la máquina restituye la energía mecánica absorbida (por ejemplo, el agua sale de una bomba con más presión

que la que tenía a la entrada de la misma, porque la bomba ha restituido al agua la energía absorbida en el eje).

Las máquinas de fluido se clasifican en máquinas hidráulicas y máquinas térmicas, antes de dar la definición de estas máquinas, es necesario comentar que en el término de máquina hidráulica aquí empleado no se considera únicamente como fluido al agua, pues las bombas pueden manejar líquidos distintos a este, por ejemplo gasolinas, aceites, etc.; así también el ventilador, por ejemplo, a pesar de manejar aire y no agua, es una máquina hidráulica.

La definición rigurosa y científica de máquina hidráulica está en función de la variación de densidad del fluido, y se puede decir que es aquella máquina en el que el fluido con el cual intercambia energía, al pasar por esta no sufre variaciones sensibles de densidad, por lo cual en el diseño y estudio de la misma se hace la hipótesis de que la densidad es constante. La máquina térmica, de acuerdo con lo anterior, se define como la máquina en que el fluido varía de densidad y volumen específico a su paso por esta, por lo que en su diseño y estudio no se pueden considerar constantes.

De las definiciones anteriores y considerando que el diseño de una bomba se hace suponiendo que el líquido bombeado es incompresible o de densidad constante, la bomba es una máquina hidráulica.

1.2. CLASIFICACION DE LAS MAQUINAS HIDRAULICAS.

Las máquinas hidráulicas se pueden clasificar de dos formas, la primera es en función del órgano principal de la máquina, es decir, el elemento que intercambia la energía mecánica en energía de fluido o viceversa; este órgano, según el tipo de máquina, se llama rodete, émbolo, etc., y puede estar provisto de movimiento de rotación o de movimiento alternativo, de aquí que las máquinas hidráulicas pueden ser Rotativas o Alternativas.

La otra forma de clasificación es la que se basa en el principio fundamental de funcionamiento y también comprende dos tipos: Turbomáquinas y Máquinas de Desplazamiento Positivo.

En las máquinas de desplazamiento positivo, también llamadas máquinas volumétricas, el órgano intercambiador de energía cede energía al fluido o el fluido a él en forma de energía de presión creada por una variación de volumen. Los cambios en la dirección y valor absoluto de la velocidad del fluido no ocupan un papel determinante.

En las turbomáquinas, llamadas también máquinas de corriente, los cambios en la dirección y valor absoluto de la velocidad del fluido ocupan un papel determinante.

Al primer grupo pertenecen la clase importante de máquinas alternativas o de émbolo, pero no son las únicas. Así como en las turbomáquinas el órgano transmisor de energía (rodete) se mueve siempre con movimiento rotativo, en las máquinas de desplazamiento positivo el órgano transmisor de energía puede moverse tanto con movimiento alternativo como con movimiento rotativo. Las turbomáquinas y las máquinas de desplazamiento positivo se subdividen en motoras y generadoras. Las primeras absorben energía del fluido y restituyen energía mecánica, mientras que las segundas absorben energía mecánica y restituyen energía al fluido. En la figura 1.1 se muestra un cuadro sobre la clasificación de las máquinas hidráulicas.

El principio fundamental de funcionamiento de las máquinas de desplazamiento positivo es el principio de desplazamiento positivo, mientras que las turbomáquinas tienen como principio fundamental la ecuación de Euler; ambos principios se estudiarán en el capítulo III.

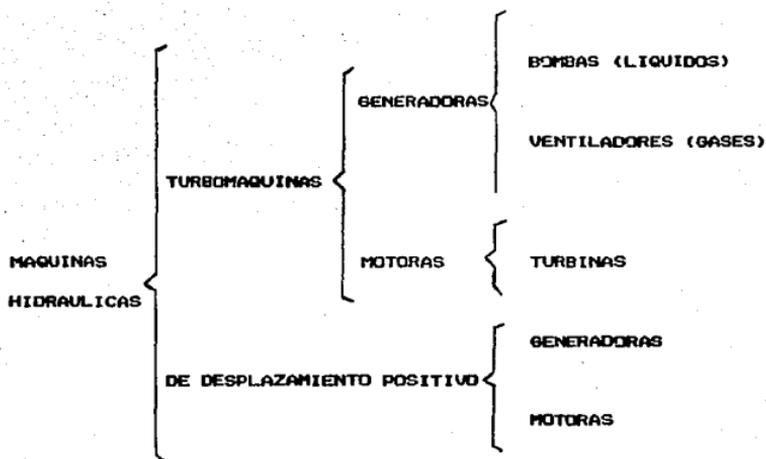


Fig. 1.1. Clasificación de Máquinas Hidráulicas.

1.3. DEFINICION DE BOMBA.

La bomba, como máquina hidráulica, se puede definir como un transformador de energía que absorbe energía mecánica y la regresa al fluido que pasa por ella convertida en energía hidráulica, en forma de presión, de posición o de velocidad.

Las bombas se utilizan para impulsar toda clase de líquidos (agua, aceites, combustibles, ácidos, líquidos alimenticios: leche, cerveza, etc.). También se emplean para bombear líquidos espesos con sólidos en suspensión, como pastas de papel, lodos, desperdicios, aguas negras, etc.

A) ELEMENTOS CONSTITUTIVOS.

Los elementos constitutivos de una bomba dependen de su construcción y del tipo de bomba de que se trate. Por esta razón hay una innumerable cantidad de piezas, por ejemplo, para una bomba centrífuga podemos enlistar sus elementos principales, figura 1.2, los cuales son:

- a) Impulsor.
- b) Carcaza.
- c) Flecha.
- d) Anillos.
- e) Baleros.
- f) Chumaceras.
- g) Empaques y sellos.
- h) Soportes.

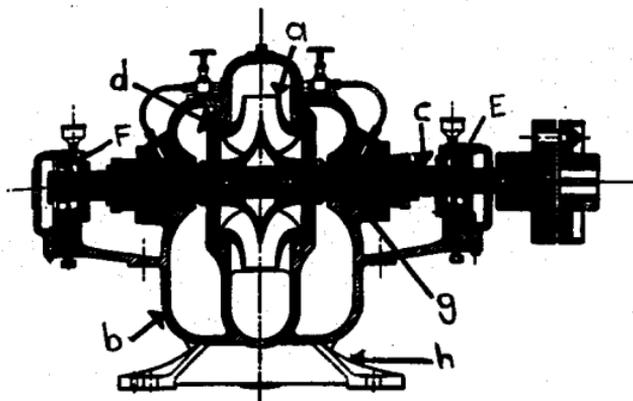


Fig. 1.2. Principales partes de una bomba centrífuga.

1.4. CLASIFICACION DE BOMBAS.

Para la clasificación de las bombas existen varios criterios, para los fines de este trabajo se mencionarán dos, uno en función del principio fundamental de funcionamiento y el otro en función de los tipos más comúnmente usados en la práctica.

Según el primer criterio, las bombas se clasifican en: Bombas Rotodinámicas y Bombas de Desplazamiento Positivo. Dentro de las rotodinámicas todas y solo las bombas que son turbomáquinas pertenecen a este grupo, estas son siempre rotativas, su funcionamiento se basa en la ecuación de Euler, y su órgano transmisor de energía se llama impulsor o rodete. A este tipo de bombas se les llama rotodinámicas porque su movimiento es rotativo y la dinámica de la corriente juega un papel muy importante en la transmisión de la energía.

Dentro de las bombas de desplazamiento positivo tenemos no solo a las bombas alternativas o reciprocantes, sino también a las rotativas llamadas rotoestáticas porque son rotativas, pero la dinámica de la corriente no juega un papel importante en la transmisión de la energía. Su funcionamiento se basa en el principio del desplazamiento positivo, que se analizará en el tercer capítulo.

Las bombas de desplazamiento positivo encuentran su principal campo de aplicación en las transmisiones y controles hidráulicos

y neumáticos y en el automatismo; y mientras en el campo de las transmisiones y controles el dominio es casi exclusivo de las bombas de desplazamiento positivo, en el campo de bombeo de líquidos y gases las turbomáquinas han invadido y seguirán invadiendo el dominio en otro tiempo exclusivo de las bombas de émbolo. Uno y otro hecho se fundamenta en el distinto principio de funcionamiento.

Para el segundo criterio se consideran tres clases de bombas, que son las más usadas en la práctica, y las cuales son: bomba centrífuga, bomba rotativa y bomba alternativa o reciprocante. Las dos últimas se mencionaron en el primer criterio, la rotativa puede ser rotodinámica o de desplazamiento positivo (protoestática), mientras que la alternativa es siempre de desplazamiento positivo; la bomba centrífuga, por su parte, es la turbomáquina más usada en el bombeo de líquidos y pertenece a las máquinas hidráulicas rotodinámicas. En el capítulo IV se mencionarán algunas características de estos tres tipos de bombas.

La figura 1.3 muestra los criterios tomados para las clasificaciones anteriores, donde se observa que se podría considerar que el segundo criterio es una subclasificación del primero.

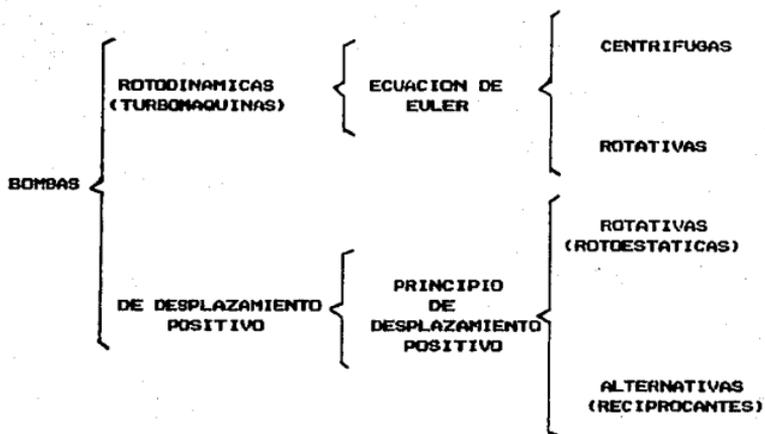


Fig. 1.3. Clasificación de bombas.

CAPITULO II

TERMINOS USADOS EN BQIBED.

En el estudio de las bombas es necesario tener presente los conceptos principales que intervienen y que se utilizan con mayor frecuencia en la práctica. A continuación se citan los más importantes.

2.1. PRESION.

La presión atmosférica, llamada también presión barométrica por los aparatos (barómetros) que se usan para medirla, es aquélla que se tiene en un lugar debida al peso de la atmósfera, por lo cual, varía con la altura con relación al nivel del mar, teniendo a cero metros un valor de 1.033 Kg/cm^2 (en condiciones normales), que corresponden a una columna de mercurio de 0.760 m. o a 10.33 m. de columna de agua. La figura 2.1 muestra presiones atmosféricas para altitudes hasta de 3600 m.

La presión que se tiene en una superficie, sin considerar la presión atmosférica, se le llama presión manométrica y también suele llamársele presión relativa. Ahora bien, a la presión resultante de considerar la presión atmosférica más aquélla que la producen otras causas o sea la manométrica se le llama presión

absoluta. Se mide arriba del cero absoluto y puede estar arriba o abajo de la presión atmosférica.

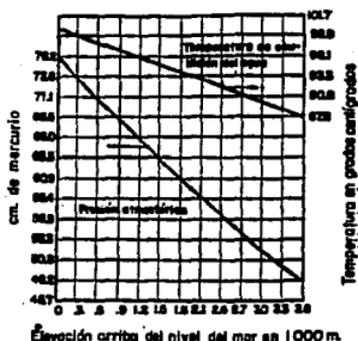


Fig. 2.1. Presiones atmosféricas para altitudes hasta de 3600 metros.

Cuando la presión absoluta es menor que la atmosférica se dice que se tiene una presión negativa. Un ejemplo sencillo de cuando se tiene esta clase de presión es el siguiente: si se introduce un tubo, abierto en ambos extremos, en un recipiente con agua (figura 2.2); el nivel del líquido será igual dentro y fuera del tubo. Si con una bomba se extrae el aire por su parte superior, el agua subirá dentro del tubo, debido a la presión atmosférica y al vacío efectuado, hasta una altura igual a la del barómetro en ese lugar, suponiendo un vacío perfecto y despreciando la tensión del vapor del agua. En esta condiciones,

la presión absoluta en A, (P_A) será igual a la presión manométrica. Esta presión con relación a la de B, (P_B) es mayor en un valor correspondiente a la carga hidrostática h , por lo tanto:

$$P_A = P_B + \delta h$$

siendo δh el peso específico del agua. De aquí tenemos que:

$$P_B = P_A - \delta h$$

La presión manométrica en B, (P_{11}) valdrá:

$$P_{11} = P_B - \delta h = P_A$$

puesto que P_A es igual a la presión atmosférica. Por lo tanto

$$P_{11} = - \delta h$$

y la carga será:

$$- \delta h / \delta = - h$$

A esta carga también se le llama carga de vacío o de succión.

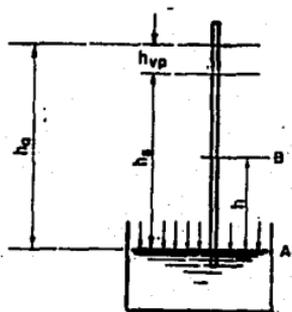


Fig.2.2. Presión negativa.

Si h_a es la altura que corresponde a la presión barométrica y h_{vp} es la equivalente a la tensión del vapor, la altura líquida de la columna será:

$$h_s = h_a - h_{vp}$$

Aún cuando la bomba extractora de aire, continuara trabajando después de que el agua alcanzó la altura h_s , el nivel dentro del tubo ya no subiría más y lo que se consigue es extraer el vapor de la superficie dentro del tubo. Cuando el líquido se llegara a calentar la altura h_s descendería porque h_{vp} aumenta y en el punto de ebullición h_s valdría cero.

Por lo anterior la carga negativa máxima que puede tenerse depende de la presión barométrica del lugar y de la tensión del vapor y ésta de la temperatura. Al nivel del mar la altura de succión máxima teórica es de 10.33 m.

Otro concepto importante es el de presión de vapor, que se define como la presión que ejerce el vapor de la superficie libre de un líquido cuando éste se encuentra a una temperatura arriba de su congelación. También se define como la presión a la cual se vaporiza un líquido si se le agrega calor o a la que el vapor de una cierta temperatura se condensa a líquido y se le quita calor.

En el caso del agua, la presión de vapor tiene valores

definidos a cualquier temperatura y se pueden ver en las tablas de vapor. Al convertir las presiones de vapor a carga en metros, se debe considerar la temperatura del agua bombeada.

Las presiones se expresan en unidades de fuerza entre unidades de superficie o bien en metros de columna correspondiente, de acuerdo con el peso específico del líquido considerado. En problemas de bombeo de agua se acostumbra expresarlas en metros y es usual trabajar con presiones manométricas:

$$1 \text{ Kg/cm}^2 = 10 \text{ m. col. de agua} = 1 \text{ atm. métrica.}$$

$$0.10 \text{ Kg/cm}^2 = 1 \text{ m. col. de agua} = 3.28 \text{ pies.}$$

$$1 \text{ Kg/cm}^2 = 14.223 \text{ lbs/pulg}^2 = 32.808 \text{ pies.}$$

En la figura 2.3 se muestra un esquema de las presiones mencionadas, tomando como eje de referencia el cero de presión absoluta o vacío perfecto.

2.2. COLUMNA O CARGA TOTAL DE BOMBEO.

En un sistema de bombeo, se le da el nombre de columna o carga total, a la suma de las energías contra las que debe operar una bomba para mover determinada cantidad de agua de un punto a otro. De acuerdo con lo anterior, la carga total (H) para una bomba centrífuga horizontal, es igual a la diferencia entre la carga de descarga (HD) y la carga de succión (HS) es decir:

$$H = H_D - H_S$$

(1)

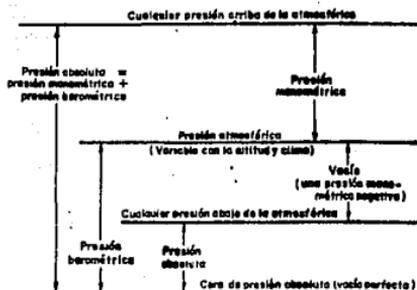


fig. 2.3. Presiones

En la figura 2.4 se presentan dos casos típicos de instalación de bombas centrífugas horizontales; difieren entre sí por lo siguiente: en el caso A) la bomba se localiza en un nivel superior al de la superficie libre del agua en la succión, actuando únicamente la presión atmosférica, tanto en la succión como en la descarga. En el caso B) la bomba se encuentra a un nivel inferior al del agua en la succión, y además se supone que, en la succión o en la descarga o bien en ambos, actúa una presión P_s y P_d respectivamente, que es diferente a la atmosférica.

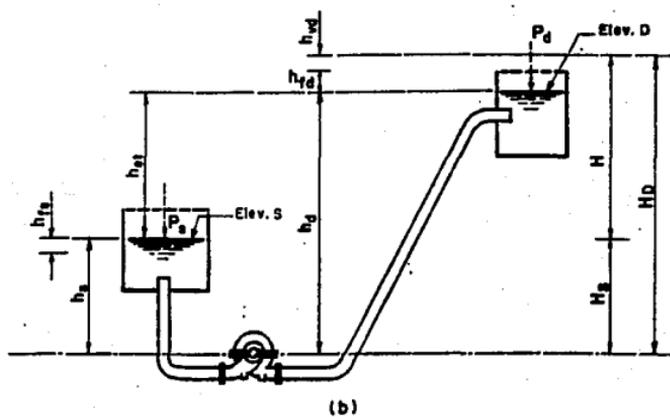
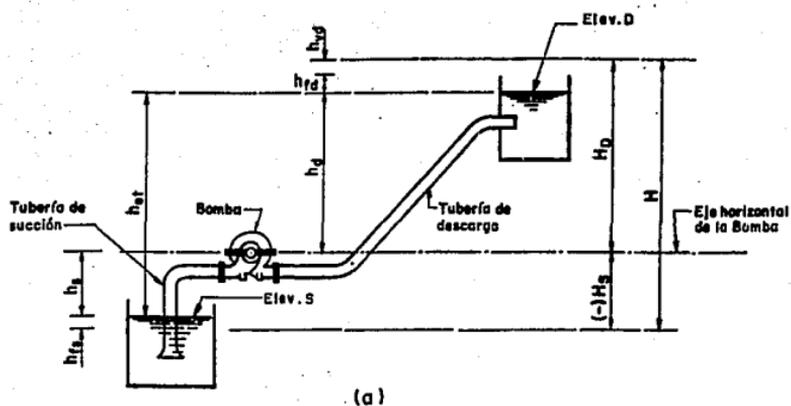


Fig. 2.4. Instalaciones típicas de bombas centrífugas horizontales.

Para determinar el valor de la columna en el caso A), tenemos que la carga de succión es una carga negativa, por lo que, la columna valdrá numéricamente, la suma de HD y HS, es decir:

$$HS = -hs - hfs \quad (a)$$

$$-HS = hs + hfs$$

$$HD = hd + hfd + hvd \quad (b)$$

sustituyendo (a) y (b) en (1), tenemos que el valor de la carga total es:

$$H = hd + hfd + hvd + hs + hfs$$

o también

$$H = het + hfd + hvd + hfs$$

donde:

$$het = hd + hs = \text{Elev. D} - \text{Elev. S}$$

Para el caso b), se tiene que el valor de la columna es:

$$H = hs - hfs \quad (a')$$

$$HD = hd + hfd + hvd \quad (b')$$

sustituyendo (a') y (b') en (1), tenemos que el valor total de la carga es:

$$H = hd + hfd + hvd - hs + hfs$$

o también

$$H = het + hfd + hvd + hfs$$

donde:

$$het = hd - hs = \text{Elev. D} - \text{Elev. S}$$

Si se considera que se tienen las presiones (Ps) y (Pd)

diferentes a la atmosférica, el valor de la carga será:

$$HS = h_s - h_{fs} + P_s$$

$$HD = h_d + h_{fd} + h_{vd} + P_d$$

$$H = h_d + h_{fd} + h_{vd} + P_d - h_s + h_{fs} - P_s$$

$$H = h_d + h_{fd} + h_{vd} - h_s + h_{fs} + P_d - P_s$$

considerando que, $h_d - h_s = h_{et}$, se tiene que:

$$H = h_{et} + h_{fd} + h_{vd} + h_{fs} + (P_d - P_s)$$

En todas las expresiones anteriores, los términos representan lo siguiente:

H (Carga total).- Es la suma de las energías que se tienen en el sistema cuando se trabaja la bomba a determinada capacidad. se expresa en metros de columna de agua absolutas o manométricas.

HS (Elevación de succión o carga de succión).- Se le da el primer nombre cuando la bomba se localiza arriba del nivel del agua en la succión (caso A), y el segundo, cuando la elevación de ese nivel es superior al sitio de la bomba (caso B). Su valor es igual a la carga estática de succión, menos todas las pérdidas de energía que se tengan en la succión más alguna otra presión (diferente a la atmosférica) que se tenga en ese sitio, convertida naturalmente en metros de columna de agua.

hs (Elevación estática de succión o carga estática de succión).- Recibe uno u otro nombre según que la bomba se

encuentre arriba o abajo del nivel de la superficie libre del agua en la succión. Su valor es igual a la diferencia de elevaciones entre el eje horizontal de la bomba y la superficie del agua en el suministro. En el caso A, por ejemplo, se tiene un valor negativo pero se suma algebraicamente en el cálculo de la columna.

h_{fs} (Carga de fricción en la succión).- Es la carga equivalente en metros, que se necesita para vencer todas las pérdidas de energía debidas al flujo en la tubería de succión. Las pérdidas son principalmente:

1) Pérdidas por entrada.- Su magnitud dependerá del diseño del extremo de la tubería en la entrada del agua.

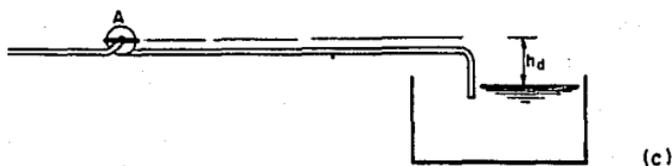
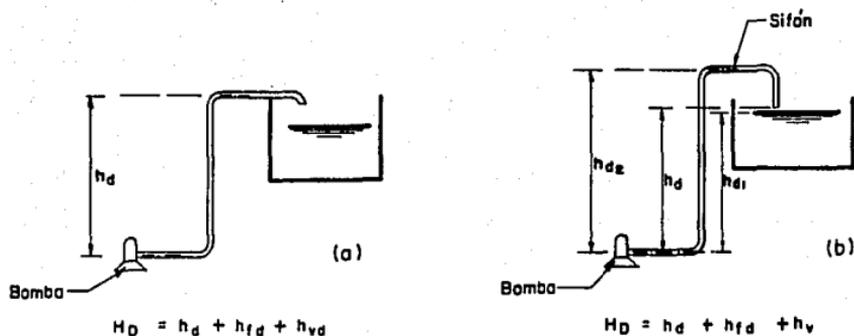
2) Pérdidas por accesorios.- Es debida a codos, válvulas, etc. que se tengan en la succión. Se acostumbra incluir estas pérdidas en el cálculo de la fricción, para lo que se expresa en longitud equivalente a la tubería que se use.

H_D (Carga de descarga).- Es la suma de las cargas estática (h_d), de fricción (h_{fd}) y de velocidad (h_{vd}) en la línea de descarga. Ocasionalmente se considera la presión P_d diferente a la atmosférica que se pudiera tener en el sitio de la descarga. Normalmente, tanto la carga (H_D) como la de succión (H_S) se expresan con relación al eje horizontal de la bomba, sin embargo puede tomarse como referencia otra elevación haciendo la aclaración correspondiente.

En la figura 2.5 se tienen 3 casos más de descarga. En el sistema (a), la carga estática (h_d) de descarga, es mayor que como se define generalmente; en el sistema (b), se muestra un caso típico de descarga con sifón y en el sistema (c), la carga se suma con signo negativo ya que actúa en favor del escurrimiento.

La descarga con sifón se usa con el objeto de reducir la columna ocarga total de la bomba durante la operación, aprovechando la forma de trabajo de este dispositivo; se consigue por lo tanto, reducir la potencia y probablemente un equipo de menor capacidad.

h_d (Carga estática de descarga).- Es la diferencia de elevación entre la superficie libre del agua en la descarga y el eje horizontal de la bomba. Esta medida vertical se define así, porque generalmente la terminal de la tubería de descarga se ahoga con el objeto de disipar la energía de velocidad o evitar la entrada de aire en ella, pero como en el caso de la fig. 2.5 (a), la carga real es la distancia h_d o sea se debe considerar la elevación del eje horizontal de la tubería antes del codo.



$$H_d = (-h_d) + h_{fd} + h_{vd}$$

Fig. 2.5. Descargas típicas.

het (Carga estática total).- En general, es la diferencia de la elevación de descarga y la elevación de la superficie libre del agua en la succión. En el caso de la fig. 2.4 A), será igual a la suma aritmética de la elevación de succión (h_s) y la carga estática de descarga (h_d). cuando el nivel de succión es superior al del eje horizontal de la bomba, caso 2.4 B), su valor estará dado por la diferencia entre la carga estática de descarga y la

carga estática de succión.

h_{fd} (Carga de fricción en la descarga).- Esta incluye todas las pérdidas de energía que se tienen a partir de la boquilla de la bomba y en la tubería de descarga. Estas pérdidas son debidas a la fricción a lo largo de dicha tubería, a cambios de dirección y a todos los accesorios que se tengan en la misma.

h_{vd} (Carga de velocidad en la descarga).- Se puede definir como la altura a la cual una cantidad de agua debe caer para adquirir una cierta velocidad. Su valor se calcula con la siguiente expresión:

$$h_{vd} = v^2/2g$$

donde:

h_{vd} = Carga de velocidad en m.

v = Velocidad del agua en la tubería de descarga en m/seg.

g = Aceleración de la gravedad, 9.81 m/seg².

Esta carga equivale a la energía cinética que se tiene en un sistema de bombeo. Por lo tanto, para conocer el valor de la columna total (suma de energías cinética y potencial) a la lectura manométrica en un aparato instalado en cualquier punto de una tubería en funcionamiento, deberá sumársele la carga de velocidad ya que un manómetro sólo registra lo relativo a la energía potencial. En general, el valor de la carga de velocidad en la descarga, es relativamente pequeño y considerarlo en la

determinación de la columna total no afecta sensiblemente el valor final; en la práctica se ha observado que en instalaciones con columnas grandes, su valor no es necesario tomarlo en cuenta, pero cuando se tienen columnas relativamente pequeñas siempre se debe tomar en cuenta.

Carga total de una bomba de eje vertical.

Los conceptos mencionados anteriormente, son también aplicables para las bombas de eje vertical y en general para cualquier tipo. En este tipo de bombas, al conducto que une el cuerpo de impulsores con el cabezal de descarga se le llama también columna de succión o simplemente columna de la bomba.

Debido al funcionamiento e instalación de las bombas verticales, la carga total valdrá siempre la suma de la carga de succión y la carga de descarga, como puede observarse en la figura 2.6 que representa un caso típico de bombeo con este tipo de bombas. Por lo tanto la carga total se puede escribir:

$$H = HS + HD \quad (1)$$

$$HS = hs + hfs \quad (a)$$

$$HD = hd + hfd + hvd \quad (b)$$

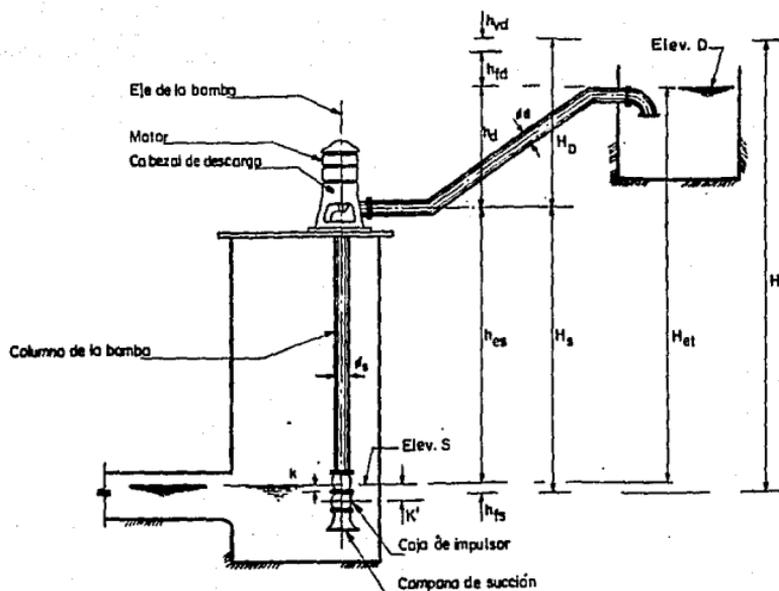
sustituyendo (a) y (b) en (1):

$$H = hs + hfs + hd + hfd + hvd$$

o bien, considerando $het = hs + hd$, tenemos:

$$H = het + hfs + hfd + hvd$$

donde las variables representan lo mismo que en el caso de las bombas horizontales.



$$H = h_{et} + h_{fs} + h_{fd} + h_{vd} = H_s + H_D \quad \text{Para } \phi_s = \phi_d$$

$$H = H_s + H_D - h_{vd} - h_{vs} \quad \text{Para } \phi_s \neq \phi_d$$

Fig. 2.6. Instalación típica de una bomba vertical

2.3. CARGA NETA DE SUCCION POSITIVA (CNSP o NPSH).

Esta carga se define como la presión disponible o requerida para establecer un flujo a través del elemento de succión al ojo del impulsor o carcasa de una bomba, cuyo valor no deberá reducirse al correspondiente a la presión de vapor del líquido manejado. Se expresa en metros de columna del líquido bombeado equivalente a una presión en Kg/cm^2 .

En la práctica se ha observado que una determinación incorrecta de la CNSP puede ocasionar fundamentalmente problemas de cavitación, disminución de la eficiencia del equipo y por lo mismo problemas de operación de un sistema de bombeo.

Los fabricantes de bombas usualmente emplean las siglas del nombre en inglés de este concepto, o sea NPSH (Net Positive Suction Head), por lo que es conveniente tener presente también estas siglas para evitar confusiones.

Dentro de este concepto hay dos términos que son de suma importancia para su cálculo correcto, estos son, la CNSP requerida y la CNSP disponible. La CNSP requerida es la diferencia mínima de presión entre la carga de succión y la presión de vapor del líquido manejado, que necesita una bomba para operar a determinada capacidad. En el caso del presente trabajo la presión del vapor corresponderá al agua.

El valor de la CNSP disponible depende del diseño de cada bomba, siendo diferente para cada tipo y modelo, pero principalmente, es función de la capacidad de trabajo y de las velocidades del agua en la succión y en los impulsores; por lo tanto los siguientes factores influyen para valuar su magnitud: forma y área de los conductos de succión, diámetro del ojo del impulsor, forma y número de álabes, espacio entre ellos, velocidad específica de la bomba y otras características propias de fabricación, como la flecha y cubo del impulsor.

El valor de la CNSP es un dato que proporciona el fabricante, pues es una característica propia de cada modelo de bomba, se puede encontrar en catálogos editados por los distribuidores de bombas. Esta carga generalmente la refieren al eje horizontal de la bomba o del impulsor.

La CNSP disponible es la diferencia entre la presión absoluta que se tiene en una instalación y la presión de vapor del agua. De acuerdo con la definición anterior, la CNSP disponible dependerá fundamentalmente del lugar en el que se lleve a cabo el bombeo y de la presión de vapor del agua a la temperatura dominante en ese lugar, así como de las condiciones físicas de la instalación; considerando lo último, es posible, si se desea alterar su valor (lo cual no se puede hacer con la CNSP requerida) dadas unas características, variando algún elemento de esas condiciones.

Para cualquier condición de trabajo, la CNSP disponible, en cualquier instalación, deberá ser como mínimo igual al valor de la CNSP requerida por la bomba de que se trate, pero se recomienda que ese valor mínimo sea un poco mayor, por lo que se puede expresar de la siguiente manera:

$$\begin{aligned} \text{CNSP disponible} &\geq \text{CNSP requerida} \\ (\text{CNSP})_d &\geq (\text{CNSP})_r \end{aligned}$$

CNSP disponible en casos típicos.

A continuación se dan las expresiones matemáticas para el cálculo de la CNSP disponible, de acuerdo con los esquemas de bombeo indicados en la figura 2.7. En todas las expresiones los términos se expresan en metros y significan lo siguiente:

(CNSP)_d = Carga neta de succión positiva disponible.

P_{ab} = Presión absoluta.

P_v = Presión de vapor de agua a la temperatura de bombeo.

H_{ab} = Carga equivalente a la presión absoluta.

h_b = Carga correspondiente a la presión atmosférica.

H_S = Carga de succión.

h_s = Carga estática de succión.

h_{fs} = Carga de fricción en la succión.

CASO 1

La superficie libre del agua en la succión está expuesta a la presión atmosférica y arriba del eje horizontal de la bomba:

$$(CNSP)d = P_{ab} - P_v \quad (a)$$

$$P_{ab} = H_{ab} = h_b + H_s$$

pero $H_s = h_s - h_{fs}$, entonces:

$$H_{ab} = h_b + h_s - h_{fs} \quad (b)$$

sustituyendo (b) en (a), queda:

$$(CNSP)d = h_b + h_s - h_{fs} - P_v$$

$$(CNSP)d = h_b + h_s - (h_{fs} + P_v) \quad (I)$$

CASO II

La superficie libre del agua en la succión esta expuesta a la presión atmosférica y arriba del eje horizontal de la bomba:

$$(CNSP)d = P_{ab} - P_v \quad (a')$$

$$P_{ab} = H_{ab} = h_b + H_s$$

pero $H_s = -h_s - h_{fs}$, entonces:

$$H_{ab} = h_b - h_s - h_{fs} \quad (b')$$

sustituyendo (b') en (a'), queda:

$$(CNSP)d = h_b - h_s - h_{fs} - P_v$$

$$(CNSP)d = h_b - (h_s + h_{fs} + P_v) \quad (II)$$

CASO III

Abarca los casos I y II, pero existiendo en el suministro o succión una presión diferente a la atmosférica. Cuando se tiene esta característica el valor de h_b (presión barométrica) se sustituye por la que realmente se tiene. Por lo tanto las expresiones I y II para los casos correspondientes serán, si P_{da} es aquella presión:

$$(CNSP)_d = P_{da} + h_s - (h_{fs} + P_v) \quad \text{Caso I.}$$

$$(CNSP)_d = P_{da} - (h_s + h_{fs} + P_v) \quad \text{Caso II.}$$

CASO IV.

Es cuando en la instalación se tiene una bomba vertical.

Siguiendo un razonamiento análogo a los anteriores se tiene que:

$$(CNSP)_d = P_{ab} - P_v \quad (a'')$$

para este caso:

$$P_{ab} = H_{ab} = h_b + K \quad (b'')$$

sustituyendo (b'') en (a''), queda:

$$(CNSP)_d = h_b + K - P_v \quad (III)$$

2.4. VELOCIDAD ESPECIFICA.

La velocidad específica se define como la velocidad en revoluciones por minuto a que debe girar un modelo reducido de impulsor de determinado tipo de bomba, para descargar la unidad de gasto, operando contra una carga unitaria.

Su expresión matemática general y simplificada es, en el sistema inglés, la siguiente:

$$N_s = n Q^{1/3} / H^{3/4}$$

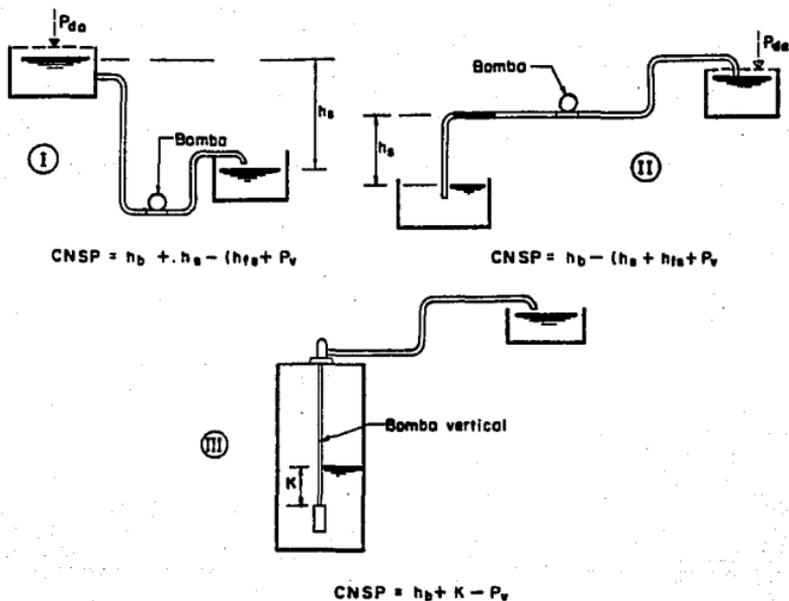
donde:

N_s = Velocidad específica en r.p.m.

n = Velocidad de rotación en r.p.m.

Q = Gasto de la bomba en gal/min.

H = Carga total en m.



Si existe (P_{de}) sustitúyase h_b por ese valor.

Fig. 2.7. CNSP disponible en casos típicos.

Si se utilizó el sistema métrico, Q y H se expresarán en litros/minuto y metros respectivamente, la fórmula se afectará con un factor de conversión, quedando:

$$N_{10} = 0.211 n Q^{1/2} / H^{3/4}$$

Si el gasto se expresa en m^3/s , la fórmula es la misma, sólo que el factor de conversión será de 51.648, es decir:

$$N_{10} = 51.648 n Q^{1/2} / H^{3/4}$$

Mediante este concepto, que relaciona a los tres factores principales que influyen en el funcionamiento de una bomba (gasto, carga y velocidad) y la teoría de la similitud, los investigadores han encontrado formas y condiciones de operación convenientes para diferentes impulsores, y basándose en estos datos los fabricantes construyen sus diferentes tipos y tamaños de bombas. En la práctica, la velocidad específica es un índice más que permite predecir el tipo de bomba conveniente a emplear y esperar, en general, un buen funcionamiento.

CAPITULO III

HIDROMECAICA DE LAS BOMBAS

3.1 PRINCIPIO FUNDAMENTAL DE FUNCIONAMIENTO.

Como se vio en el primer capítulo, el criterio utilizado para diferenciar a las bombas rotodinámicas de las de desplazamiento positivo fue su principio fundamental de funcionamiento que a continuación se estudiará para cada caso.

A) BOMBAS ROTODINAMICAS.

En este tipo de máquinas hidráulicas, su estudio se basa en tres conceptos fundamentales, la ecuación de Euler, las leves de semejanza y las curvas características. En esta sección se enfocará el tema en las bombas centrífugas, cuyo análisis tiene mayor interés para los fines del presente trabajo, como se verá en capítulos posteriores.

ECUACION DE EULER.

La ecuación de Euler es la ecuación básica para el estudio de las bombas rotodinámicas, así como para todas las turbomáquinas en general, y es la que expresa la energía intercambiada en el impulsor o rodete de todas las bombas.

Para la deducción de esta ecuación, primeramente consideraremos dos planos de representación de una bomba centrífuga de flujo radial, los cuales son el plano o corte meridional y el plano o corte transversal, los cuales se muestran en la figura 3.1. En la figura correspondiente al corte transversal (b), se muestran los triángulos de velocidades a la entrada y salida del álabe, en la deducción de la ecuación de Euler se supone que todas las partículas de fluido que entran en los álbes sufren una misma desviación, de acuerdo con el método unidimensional de estudio.

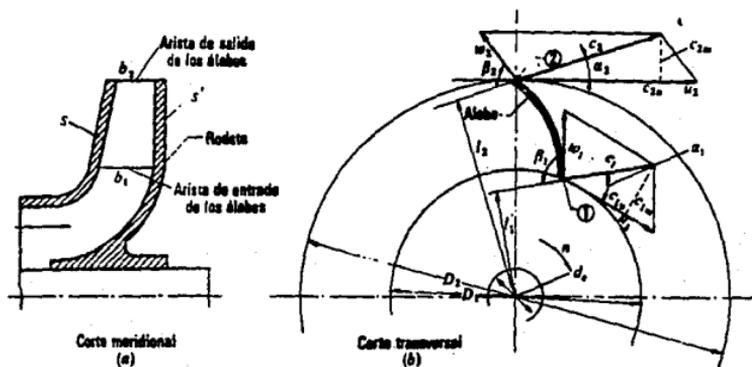


Fig. 3.1. Planos de representación de una bomba centrífuga de flujo radial.

En la figura 3.1. (a) se observa el corte por un plano que contiene el eje de la máquina, que se llama corte meridional.

porque en él se muestran en su verdadera forma las meridianas de la superficie de revolución de la bomba, como son las superficies anterior y posterior del rodete o impulsor (s y s' en la figura). También se ven las aristas de entrada y salida de los álabes, los cuales imparten energía al fluido; estas aristas de entrada y salida, en este caso particular, son paralelas al eje de la bomba. Los anchos del rodete a la entrada b_1 y a la salida b_2 de los álabes se observan también.

En la figura 3.1.(b) se representa el corte transversal por un plano perpendicular al eje. En este se observa la verdadera forma de un álabe del rodete, que es una superficie cilíndrica con generatrices paralelas al eje de la bomba. Los diámetros de entrada y salida de los álabes D_1 y D_2 se muestran también, así como el diámetro d_e del eje.

La deducción de la ecuación de Euler parte de considerar que la bomba funciona en régimen permanente y que al girar crea una depresión en el rodete penetrando el fluido en el interior de la bomba. Sea c , la velocidad absoluta de una partícula de fluido a la entrada de un álabe (punto 1 de la figura). El rodete accionado por el motor de la bomba gira a una velocidad n , rpm. En el punto 1 el rodete tiene una velocidad periférica $u_1 = (\pi D_1 n) / 60$. Con relación al álabe el fluido se mueve con una velocidad w_1 , llamada velocidad relativa a la entrada. Las tres velocidades c , u , y w , están relacionadas según la mecánica del movimiento relativo, por la ecuación vectorial:

$$w_1 = c_1 - u_1 \quad (3.1)$$

Se supone que el álabe (o su tangente) tiene la dirección del vector w_1 , con lo que la partícula entra sin choque en el álabe. La partícula guiada por el álabe sale del rodete con una velocidad relativa a la salida w_2 , que será tangente al álabe en el punto 2. La velocidad absoluta a la salida, c_2 será:

$$c_2 = w_2 + u_2 \quad (3.2)$$

La partícula de fluido ha sufrido, en su paso por el rodete, un cambio de velocidad de c_1 a c_2 .

Del teorema de la cantidad de movimiento, expresado como $dF = dQ \rho (c_2 - c_1)$, se deduce el teorema del momento cinético, tomando momentos con respecto al eje de la máquina en la expresión del teorema de la cantidad de movimiento, y queda como:

$$dM = dQ \rho (l_2 c_2 - l_1 c_1) \quad (3.3)$$

donde dM es el momento resultante de todas las fuerzas que el rodete ha ejercido sobre las partículas del fluido para hacerle variar su momento cinético, dQ es el caudal del flujo considerado, ρ la densidad del fluido, y l_1 y l_2 son los brazos de momento de los vectores c_1 y c_2 (ver fig. 3.1.).

Integrando la ec. 3.3, considerando como constante el paréntesis del segundo miembro, se obtiene que:

$$M = Q \rho (l_2 c_2 - l_1 c_1) \quad (3.4)$$

donde M es el momento total comunicado al fluido o momento hidráulico, Q es el caudal total de la bomba, y ρ la densidad del fluido. Se puede notar que $l_1 = r \cos \alpha_1$ y $l_2 = r_2 \cos \alpha_2$ (fig.

3.1), y sustituyéndolos en la ec. 3.4., queda:

$$M = Q p (r_2 c_{2r} \cos \alpha_2 - r_1 c_{1r} \cos \alpha_1) \quad (3.5)$$

Este momento multiplicado por la velocidad angular del rodete (Va) será igual a la potencia que el rodete comunica al fluido, por lo tanto:

$$P_u = M V_a = Q p V_a (r_2 c_{2r} \cos \alpha_2 - r_1 c_{1r} \cos \alpha_1) \quad (3.6)$$

donde, P_u se expresa en W en el sistema internacional (SI), y la Velocidad angular $V_a = 2\pi n/60$, en rad/s.

Si se llama Y_u a la energía específica que el rodete de la bomba comunica al fluido, y G al caudal másico que atraviesa el rodete, se tendrá en el SI:

$$P_u(W) = G(\text{kg/s}) Y_u(\text{J/kg}) = Q(\text{m}^3/\text{s}) p(\text{kg/m}^3) g(\text{m/s}^2) H_u(\text{m}) \quad (3.7)$$

donde, H_u es la altura equivalente a la energía intercambiada en el fluido:

$$Y_u(\text{J/kg}) = Y_u(\text{m}^2/\text{s}^2) = H_u(\text{m}) g(\text{m/s}^2).$$

Si se igualan las ecs. 3.6 y 3.7 que expresan la potencia se obtiene que:

$$Q p Y_u = Q p V_a (r_2 c_{2r} \cos \alpha_2 - r_1 c_{1r} \cos \alpha_1) \quad (3.8)$$

Pero también:

$$\begin{aligned} r_1 V_a &= u_{1r} & r_2 V_a &= u_{2r} \\ c_{1r} \cos \alpha_1 &= c_{1u} & c_{2r} \cos \alpha_2 &= c_{2u} \end{aligned}$$

donde c_{1u} y c_{2u} son las proyecciones de c_1 y c_2 sobre u_1 y u_2 , componentes periféricas de las velocidades absolutas a la entrada

y salida de los álabes.

Sustituyendo los valores anteriores en la ec. 3.8, y haciendo simplificaciones, se obtiene la Ecuación de Euler para bombas:

$$Y_u = u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u} \quad (3.9)$$

donde Y_u expresa la energía específica comunicada al fluido, en J/kg o equivalentemente en m^2/s^2 en el SI.

En la práctica se prefiere utilizar la ecuación de Euler en forma de altura, pues es una variable de gran significado físico, para esto se utiliza la siguiente conversión:

$$Y(m^2/s^2) = g(m/s^2) H(m)$$

por lo tanto, se dividen los dos términos de la ec. 3.9 entre g , y se obtiene la ecuación de Euler expresada en metros en el SI:

$$H_u = (u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}) / g \quad (3.10)$$

Los términos Y_u o H_u representan en las bombas la energía o altura teórica comunicada al fluido.

Una segunda forma de la ecuación de Euler se puede obtener a partir de dos triángulos de velocidades que representan a las ecuaciones vectoriales 3.1 y 3.2:

$$c_1 = u_1 + w_1, \quad c_2 = u_2 + w_2$$

que se llaman triángulos de velocidad de entrada y de salida respectivamente.

Estos triángulos se muestran en la figura 3.2, en donde cada variable expresa lo siguiente:

u_1 , velocidad absoluta del álabe a la entrada o velocidad periférica a la entrada;

c_1 , velocidad absoluta del fluido a la entrada;

w_1 , velocidad relativa a la entrada, del fluido con respecto al álabe;

c_{1m} , componente meridional de la velocidad absoluta del fluido a la entrada;

c_{1u} , componente periférica de la velocidad absoluta del fluido a la entrada;

α_1 , ángulo que forman las dos velocidades c_1 y u_1 ;

β_1 , ángulo que forma w_1 con $(-u_1)$;

y lo mismo para el triángulo de salida, cambiando solamente el subíndice 1 por el 2.

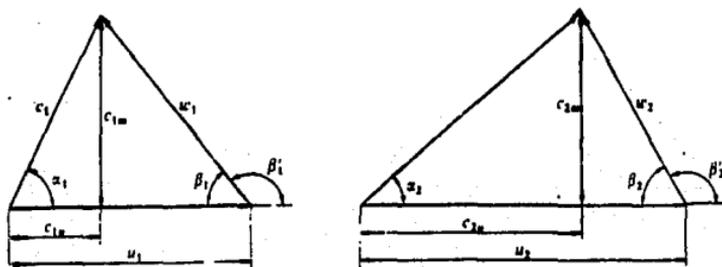


Fig. 3.2. Triángulos de velocidad de entrada y salida de los álabes de una bomba.

Del triángulo de entrada, por trigonometría, se tiene que:

$$w_1^2 = u_1^2 + c_1^2 - 2u_1c_1\cos\alpha_1 = u_1^2 + c_1^2 - 2u_1c_{1u}$$

$$u_1 c_{1,1} = \frac{1}{2}(u_1^2 + c_1^2 - w_1^2) \quad (3.11)$$

análogamente para el triángulo de salida, se obtiene:

$$u_2 c_{2,1} = \frac{1}{2}(u_2^2 + c_2^2 - w_2^2) \quad (3.12)$$

sustituyéndolos las ecs. 3.11 y 3.12 en la ec. de Euler (3.9), y ordenando términos, queda:

$$Y_u = \frac{1}{2}(u_2^2 - u_1^2) + \frac{1}{2}(c_2^2 - c_1^2) - \frac{1}{2}(w_2^2 + w_1^2) \quad (3.13)$$

donde, las unidades de Y_u siguen siendo m^2/s^2 en el SI.

De la misma forma dividiendo la ec. 3.13 entre g se obtiene la ec. de Euler expresada en alturas, en metros en el SI:

$$H_u = \frac{1}{2}(u_2^2 - u_1^2)/g + \frac{1}{2}(c_2^2 - c_1^2)/g - \frac{1}{2}(w_2^2 + w_1^2)/g \quad (3.14)$$

LEYES DE SEMEJANZA.

En el diseño de bombas la experimentación con modelos ha tenido un desarrollo importante, pues los principales fabricantes cuentan con laboratorios de ensayo de modelos. La práctica muestra que en los ensayos de máquinas hidráulicas se hace la hipótesis de que la semejanza geométrica implica la semejanza dinámica; esta hipótesis ha dado buenos resultados, excepto en lo que se refiere a predicción de rendimientos. Pero también utilizando fórmulas empíricas se puede predecir, a base de los rendimientos del modelo obtenidos en el ensayo, los rendimientos del prototipo.

En el ensayo de bombas se ha utilizado, para la predicción de rendimientos, la siguiente fórmula con buenos resultados:

$$\eta_c = 1 - (1 - \eta_1)(n_1/n_2)^{1/10} \quad (3.15)$$

que relaciona los rendimientos de una misma bomba (por tanto, escala 1/1), funcionando a número de revoluciones diferente.

Como las leyes que rigen la experimentación con modelos están basadas en la semejanza geométrica, se llaman leyes de semejanza. Su utilidad no se limita al ensayo de modelos.

Las leyes de semejanza se utilizan para dos aspectos principalmente: el primero para predecir el comportamiento de una máquina de distinto tamaño, pero geoméricamente semejante a otra cuyo comportamiento (caudal, potencia, etc.) se conoce, trabajando en las mismas condiciones (sobre todo en condiciones de óptimo rendimiento). El segundo aspecto es predecir el comportamiento de una misma máquina (la igualdad es un caso particular de la semejanza), cuando varía alguna de sus características, por ejemplo en una bomba para predecir cómo varía la altura total cuando varía el número de revoluciones, sobre todo también en condiciones de óptimo rendimiento.

Para las bombas existen seis leyes de semejanza; las tres primeras se refieren a la misma bomba ($D'/D'' = 1$: se designa con ' y '' las dos bombas que en este caso son una misma, pero funcionando en condiciones distintas) y expresan la variación de las características de una misma bomba o de bombas iguales cuando varía el número de revoluciones.

Solo para la primera ley se hará la deducción, pues para las demás se hace de forma análoga, con lo que bastará indicar la fórmula a usar aunque también se podrá utilizar cualquier otra fórmula que relacione las magnitudes que interesan.

PRIMERA LEY:

Los caudales son directamente proporcionales a los números de revoluciones:

$$(Q'/Q'') = (n'/n'') \quad (3.16)$$

Para la deducción de esta ley se utiliza la fórmula:

$$Q = Av$$

donde v es el componente de la velocidad normal a cualquier sección A de la bomba. Además, cualquier velocidad será proporcional a n , supuesto que u es proporcional a n también. En efecto, $u = (\pi D/60)n = Cn$ (C es una constante); ahora bien, en condiciones de igual rendimiento, sobre todo de óptimo rendimiento, los triángulos de velocidad han de ser semejantes (condiciones isógonas), lo que exige que todas las velocidades sean proporcionales a n .

La Ec. 3.16 se deduce a partir de que el caudal es proporcional a una sección y a una velocidad; la sección no varía, al no variar el tamaño de la bomba; luego el caudal es proporcional a la velocidad. Por otra parte todas las velocidades son proporcionales al número de revoluciones; luego los caudales son directamente proporcionales a los números de revoluciones.

SEGUNDA LEY:

Las cargas o alturas totales son directamente proporcionales a los cuadrados de los números de revoluciones:

$$(H'/H'') = (n'/n'')^2 \quad (3.17)$$

Se deduce con la fórmula:

$$H = \eta H_u = \eta (u_{\text{rot}}^2/g)$$

donde η es el rendimiento hidráulico de la bomba y H_u la altura teórica comunicada al fluido. Además se considera que $\eta = \eta'$ y también $v = Cn$.

TERCERA LEY:

Las potencias útiles son directamente proporcionales a los cubos de los números de revoluciones:

$$(P'/P'') = (n'/n'')^3 \quad (3.18)$$

La fórmula para la deducción es:

$$P = Q \rho g H$$

Las tres siguientes leyes se refieren a dos bombas geoméricamente semejantes, pero de diámetro distinto y expresan la variación de las características de dos bombas geoméricamente semejantes con el tamaño, si se mantiene constante el número de revoluciones.

CUARTA LEY:

Los caudales son directamente proporcionales al cubo de la relación de diámetros.

$$(Q'/Q'') = (D'/D'')^3 \quad (3.19)$$

La deducción se hace con la misma fórmula que se uso para la Ec. 3.16.

QUINTA LEY:

Las cargas o alturas totales son directamente proporcionales al cuadrado de la relación de diámetros:

$$(H'/H'') = (D'/D'')^2 \quad (3.20)$$

La fórmula para deducir esta ecuación es la misma que la de la Ec. 3.17.

SEXTA LEY:

Las potencias útiles son directamente proporcionales a la quinta potencia de la relación de los diámetros:

$$(P'/P'') = (D'/D'')^5 \quad (3.21)$$

En forma análoga, la fórmula de la deducción corresponde a la de la Ec. 3.18.

Estas seis leyes se pueden fundir dos a dos, haciendo que varie primero el diámetro y luego el número de revoluciones, obteniéndose así tres fórmulas más de semejanza, que son las siguientes:

$$(Q'/Q'') = (n'/n'')(D'/D'')^3 \quad (3.22)$$

$$(H'/H'') = (n'/n'')(D'/D'')^2 \quad (3.23)$$

$$(P'/P'') = (n'/n'')(D'/D'')^5 \quad (3.24)$$

CURVAS CARACTERISTICAS.

Las curvas características de una bomba muestran, como se ve en la fig.3.3, la relación existente entre las características de operación de esta, es decir, entre la columna de la bomba, capacidad, potencia y eficiencia para un diámetro de impulsor específico y para un tamaño determinado de carcasa. Normalmente se dibuja la columna, potencia y eficiencia en función de la capacidad a velocidad constante, como en la fig.3.3. Pero en casos especiales es posible señalar en las gráficas tres variables cualesquiera contra una cuarta.

La curva de capacidad de columna, conocida como H-Q (fig. 3.3), muestra la relación entre la capacidad de columna total, y puede ser creciente, decreciente, con gran inclinación o casi horizontal, dependiendo del tipo de impulsor usado y de su diseño. Por ejemplo, en el punto A de la fig. 3.3 la columna desarrollada por la bomba es de 43 m de líquido, con una capacidad de 72 lps, en el punto B a 36 m de columna, la capacidad de la bomba sube a 99 lps.

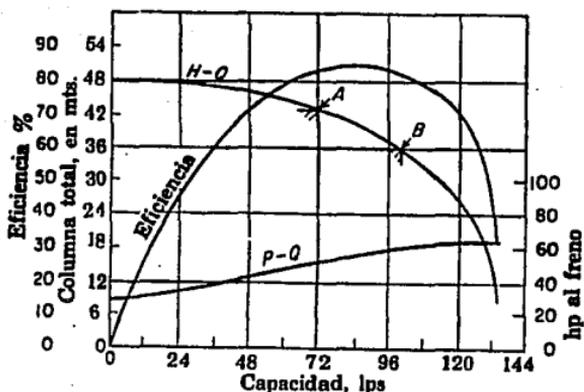


Figura 3.3. Curvas características típicas para una bomba centrífuga.

Cuando una bomba se opera a diferentes velocidades, puede dibujarse una gráfica, como la de la figura 3.4, que muestre el comportamiento completo para una elevación de succión dada. Para formar este tipo de gráfica, las curvas H-Q se trazan para las diferentes velocidades que se consideran. Luego se sobreponen las curvas que tienen la misma eficiencia, estas curvas de eficiencia constante, llamadas también curvas de isoeficiencia, permiten encontrar la velocidad requerida y la eficiencia para cualquier condición de columna-capacidad dentro de sus límites.

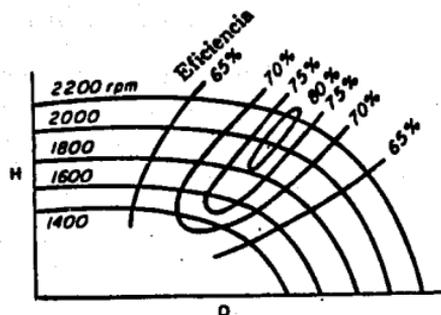


Figura 3.4. Curvas columna-capacidad para distintas velocidades.

En la fig. 3.3 las curvas muestran el comportamiento de la bomba para un diámetro de impulsor determinado, generalmente el diámetro máximo. Pero en ocasiones se pueden usar varios diámetros en una carcasa dada. Las curvas de la fig. 3.5 muestran el comportamiento de una bomba con impulsores de varios diámetros. La línea gruesa en dicha figura encierra el área de aplicación práctica para este diseño en particular.

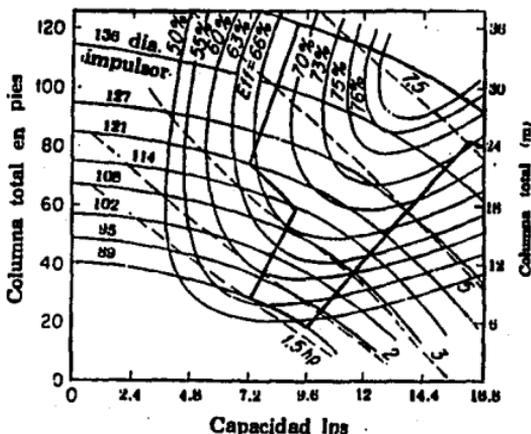


Figura 3.5. Características de una bomba para diferentes diámetros del impulsor dentro de la misma cartaza.

Cuando se tiene a la mano una línea completa de bombas de un diseño determinado, el área fuera de la línea gruesa (fig. 3.5) está generalmente cubierta por otros tamaños; así, puede usarse una gráfica como la de la fig. 3.6, llamada gráfica de características compuestas para dar una idea completa de la columna y capacidad obtenibles cuando se usa una línea determinada. Es común referirse a una línea de bombas por número de figura o modelo. La línea gruesa de la fig. 3.6 señala el tamaño de la bomba de la fig. 3.5.

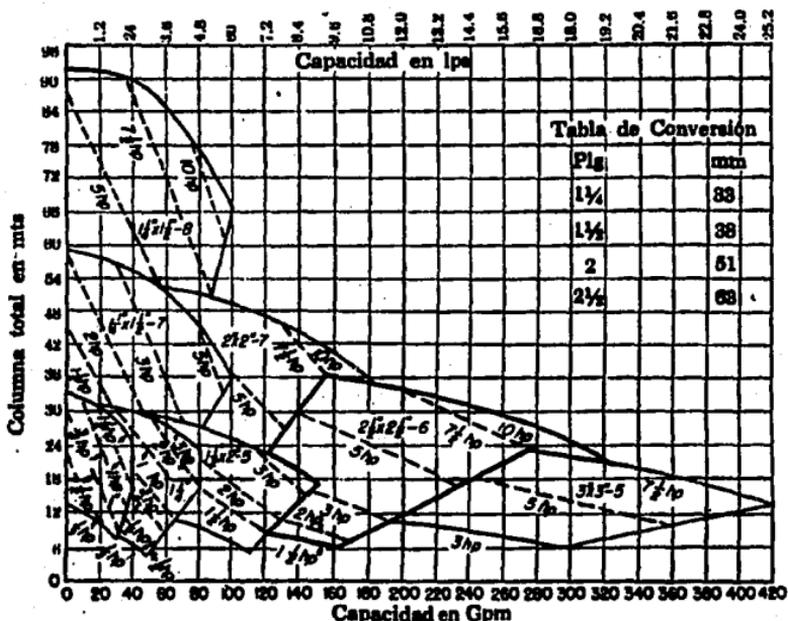


Figura 3.6. Gráfica de características compuestas para una bomba centrífuga típica.

Aun cuando las bombas centrífugas pueden seleccionarse de tablas de clasificación, como la mostrada en la tabla 3.1, que se forman por la elección de ciertos puntos de las curvas características, las curvas de comportamiento dan una imagen mucho más clara de las características de la unidad a una velocidad dada. Las curvas de eficiencia generalmente se eliminan de una gráfica de características compuestas (fig. 3.6) debido a

que es difícil el trazarlas, sin embargo, para objetivos de selección fácil, tales gráficas proporcionan los datos normalmente requeridos, es decir, capacidad, columna, tamaño de la bomba y potencia del motor.

Tamaño lps	Columna total, en metros				
	3	4.5	6	7.5	9
2C:					
6.3	1000-0.8	1060-1.0	1150-1.2
9.4	1070-1.2	1150-1.5	1240-1.7
12.6	1290-2.1	1380-2.4
3CS:					
9.4	750-0.53	850-0.78	950-1	1030-1.2	1100-1.5
12.6	950-1.1	1010-1.4	1100-1.7	1170-2
15.8	1170-1.9	1190-2.3	1280-2.6
18.9	1400-3.5
3CL:					
12.6	890-0.63	800-0.95	910-1.3	1010-1.6	1110-2.05
18.9	870-1.2	950-1.6	1000-1.9	1100-2.4	1170-2.8
25.2	1200-3.1	1230-3.7	1290-4.1
31.5	1480-5.8
4C:					
25.2	750-1.3	850-1.8	940-2.4	1040-3	1120-3.7
37.8	1080-4	1170-4.8	1210-5.5
50.5	1400-8.4
1 1/4D:					
1.6	617-0.21	707-0.03	778-0.40	845-0.51
3.15	680-0.37	750-0.49	895-0.63	900-0.78
4.73	856-0.78	918-0.94	980-1.1
6.3
7.9
9.4
2DL:					
9.4	820-0.93	850-1.1	930-1.35	990-1.6
12.6	970-1.6	1040-2.1	1080-2.3
15.8
18.9

Ejemplo: 1080-4 indica que la velocidad de la bomba es 1080 rpm potencia requerida para operar la bomba es de 4 hp.

Tabla 3.1. Tabla típica de características de bombas centrífugas.

Las curvas de la fig. 3.3 hasta la fig. 3.6 son generales y se aplican solamente a una bomba particular o línea de bombas. Cada diseño tiene sus propias curvas características las que pueden o no asemejarse a las mostradas. Estas curvas características se obtienen en forma experimental en un laboratorio en un banco de pruebas.

Existen otro tipo de curvas llamadas curvas de columna de sistema, que se muestra en la fig. 3.7, y son muy útiles para estudiar una red determinada, se obtiene combinando la curva de columna de fricción del sistema con la columna estática del sistema y las diferencias de presiones que puedan existir. Una columna de fricción, es una curva de la relación entre el flujo y la fricción en los tubos, válvulas y accesorios de las líneas de succión y descarga. Puesto que la columna de fricción varía aproximadamente en forma proporcional al cuadrado del flujo, la curva es generalmente parabólica. La columna estática es, como se vio en el capítulo anterior, la diferencia en elevación entre los niveles líquidos de la succión y la descarga.

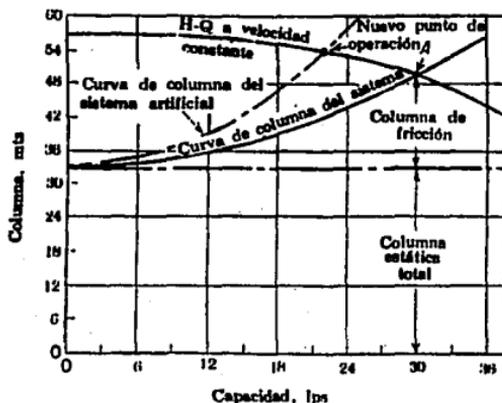


Figura 3.7. Curva de columna de sistema

B) BOMBAS DE DESPLAZAMIENTO POSITIVO.

Como se recordará, las bombas se han clasificado en dos grupos, las rotodinámicas y las de desplazamiento positivo. El principio de funcionamiento de las primeras se estudio en el inciso anterior, ahora se analizará el principio fundamental de las segundas, que es el **Principio del Desplazamiento Positivo**.

En estas bombas, el fluido que se desplaza siempre está contenido entre el elemento impulsor que puede ser un émbolo, un diente de engrane, un aspa, etc., y la carcasa o el cilindro. En el caso de las centrifugas el fluido es impulsado y no guiado a lo largo de toda su trayectoria entre el elemento impulsor y la

carcaza.

PRINCIPIO DEL DESPLAZAMIENTO POSITIVO.

En la figura 3.8 se muestra un cilindro en cuyo interior se desplaza un émbolo con movimiento uniforme a una velocidad V , hay un fluido a la presión p . Se supone que tanto el cilindro como el émbolo son rígidos o indeformables y que el fluido es incompresible.

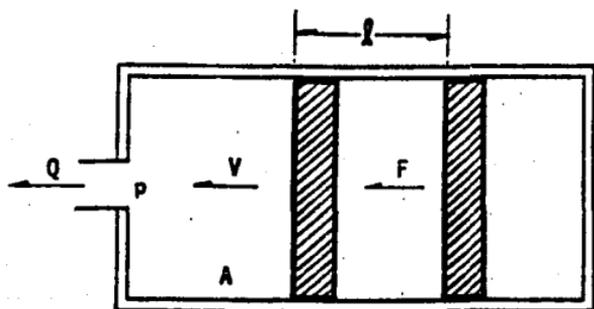


Figura 3.8. Cilindro de una bomba de desplazamiento positivo.

El movimiento del émbolo se debe a la fuerza F aplicada. El émbolo al moverse desplaza al fluido a través del orificio. Si el émbolo recorre un espacio l hacia la izquierda, el volumen que ocupa el líquido se reducirá con un valor igual a Al , donde A es el área transversal del émbolo. Como el fluido es incompresible,

el volumen de fluido que sale por el orificio también será A_1 . El tiempo t empleado en recorrer la distancia l es:

$$t = l/V \quad (3.25)$$

El gasto Q , o volumen desplazado en la unidad de tiempo, será:

$$Q = A_1/t = AV \quad (3.26)$$

Si no hay fricción, la potencia comunicada al fluido será:

$$P = FV$$

Pero $F = pA$, entonces:

$$P = FV = pAV = Qp \quad (3.27)$$

Según la fig. 3.8, la máquina puede funcionar como bomba o como motor, es decir, puede absorber potencia mecánica, FV , y restituir potencia hidráulica Qp (bomba) o viceversa.

Para cualquiera de los casos, es evidente que el principio de desplazamiento positivo consiste en el movimiento de un fluido causado por la disminución del volumen de una cámara, por lo tanto, en una bomba de desplazamiento positivo, el elemento que origina el intercambio de energía no tiene necesariamente movimiento alternativo (émbolo), sino que puede tener movimiento rotatorio (rotor). Sin embargo, en las bombas de desplazamiento positivo, tanto alternativas como rotatorias, siempre hay una cámara que aumenta de volumen (succión) y disminuye de volumen (impulsión). Por esto estas máquinas se llaman también volumétricas, como se mencionó en el capítulo anterior.

3.2. FENOMENOS DE DEPRESIONES Y SOBREPRESIONES EN BOMBAS

Tanto en el proyecto, instalación y funcionamiento de las bombas, así como de las máquinas hidráulicas en general, es necesario un control de dos fenómenos que se pueden presentar: Cavitación y Golpe de Ariete, que originan depresiones o sobrepresiones excesivas y que pueden ocasionar averías o inclusive la destrucción de la bomba.

A) CAVITACION.

La cavitación se define como el fenómeno producido por un descenso de la presión en algún punto o zona de la corriente de un líquido, por debajo de un cierto valor mínimo admisible. Este fenómeno se puede describir de la siguiente manera: cuando la corriente en un punto de la bomba alcanza una presión inferior a la presión de saturación de vapor, el líquido se evapora y se originan en el interior del líquido "cavidades" de vapor. Estas cavidades o burbujas de vapor arrastradas por la corriente llegan a zonas en que hay presiones muy elevadas, y allí se produce una condensación violenta del vapor. Esta condensación del vapor a su vez produce una elevación local de la presión. En consecuencia en el interior del fluido existen zonas en que hay un gradiente fuerte de presiones que aceleran las burbujas y producen un impacto en el contorno.

La cavitación se pensaba antiguamente que era una corrosión química producida por la liberación de aire y oxígeno disuelto en el líquido a bajas presiones, ahora se sabe que la cavitación es producida principalmente por la acción mecánica de impactos rápidos, a manera de explosiones, de las partículas del líquido, aunque no se elimina la posibilidad de una acción química corrosiva, cuya naturaleza no se ha podido demostrar por completo.

Estos impactos son periódicos, es decir, se produce un fenómeno vibratorio que aumenta la erosión del material por fatiga. Es decir, la cavitación en las bombas produce dos efectos perjudiciales los cuales son la disminución del rendimiento y la erosión.

COEFICIENTE DE CAVITACION.

Los ensayos de cavitación en bombas se llevan a cabo en modelos a escala reducida, como se mencionó en la sección anterior. La semejanza dinámica en estos ensayos se hace válida si tanto para el modelo como para el prototipo, el valor del coeficiente de cavitación σ es igual. Este coeficiente de cavitación, llamado también coeficiente de Thoma, se define como:

$$\sigma = \frac{h}{H} \quad (3.28)$$

donde, H es la carga total y h se denomina caída de altura de presión en el interior de la bomba y cuyo valor al igualarse con la (CNSP) requerida dará lugar a que se inicie la cavitación, es

decir:

$$\Delta h = (\text{CNSP})r = \text{cavitación} \quad (3.29)$$

Se ha comprobado experimentalmente que Δh en las bombas geoméricamente semejantes es proporcional a H , lo cual equivale a decir que el coeficiente σ es el mismo para toda la serie de bombas geoméricamente semejantes entre sí. El Δh depende de la forma geométrica de la bomba, sobre todo de la forma de la boca de entrada del rodete o impulsor y de la curvatura del álabe.

El valor de Δh , o equivalentemente el valor de σ , es dado por el constructor de la bomba, que a su vez lo ha obtenido experimentalmente mediante un ensayo de cavitación.

La figura 3.9, que es una gráfica hecha por el Hydraulic Institute de U.S.A., sirve para hacer una evaluación de σ . También se tiene la siguiente fórmula de Stepanoff para una estimación aproximada de σ :

$$\sigma = 2.14 \times 10^{-4} n_s^{0.75} \quad (3.30)$$

donde n_s es el número específico de revoluciones, que viene dado por la ecuación:

$$n_s = (3.65 n Q^2) / H^{5/4} \quad (3.31)$$

donde n , Q y H son las características nominales de la bomba (o características para la máxima eficiencia) expresadas en rpm, m^3/s y m , respectivamente.

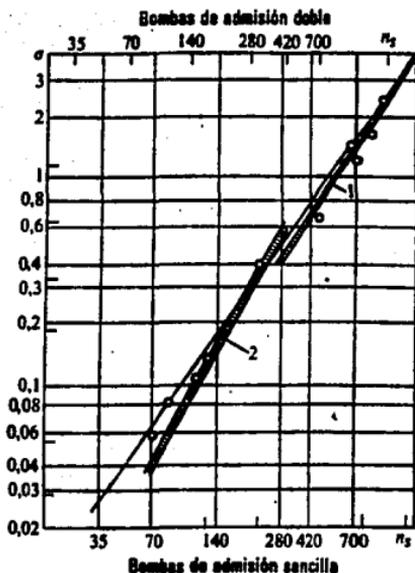


Fig. 3.9. Coeficiente de cavitación σ de las bombas en función de n_s : 1) bombas de admisión sencilla, 2) bombas de admisión doble.

Existen otras fórmulas y curvas de otros autores, pero todas dan resultados un tanto diferentes, por lo que este tipo de fórmulas empíricas sólo pueden servir para un tanteo preliminar.

B) GOLPE DE ARIETE.

El golpe de ariete en plantas de bombeo puede presentarse como resultado de diversas condiciones de operación que modifican el régimen de flujo permanente a través de los equipos y las tuberías de succión y descarga, dando lugar a oscilaciones del gasto y la carga piezométrica.

Dentro de las causas que originan la presencia del fenómeno del golpe de ariete pueden citarse las maniobras de cierre o apertura de válvulas de seccionamiento en la tubería de descarga que se efectúan antes del paro o después del arranque de una bomba respectivamente, el arranque o paro de una bomba sin válvulas en la tubería de descarga, las fallas mecánicas en la bomba, y el paro ocasionado por una interrupción brusca de energía eléctrica al motor.

En la práctica, la condición que más se presenta es aquella en la que se instala una válvula de no retorno en la tubería de descarga para evitar la inversión del flujo en la bomba y para cuantificar los efectos del golpe de ariete en este caso, sólo se requiere conocer el comportamiento de la bomba cuando el flujo conserva su dirección original.

Para describir el fenómeno del golpe de ariete se tiene un caso que se presenta con frecuencia en la práctica y que consiste en la interrupción instantánea del suministro de potencia en una

planta de bombeo, tal como se muestra en la fig. 3.10, donde puede verse una bomba que opera en condiciones normales antes de la interrupción y un depósito de nivel constante situado en los extremos aguas arriba y aguas abajo de una tubería de descarga desprovista de válvulas respectivamente.

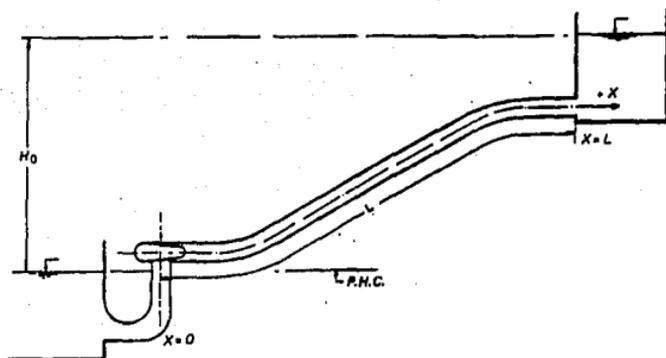


Figura 3.10. Planta de bombeo con tubería sin válvulas.

En el instante en que se presenta la interrupción del suministro de potencia se inicia la denominada Zona de operación de bomba, como se aprecia en la fig. 3.11, donde la única energía que permite seguir girando a los elementos rotatorios de la bomba es la energía cinética de estos últimos, pero debido a que esta es muy pequeña comparada con la requerida para las condiciones normales de operación, la velocidad angular de tales elementos disminuye rápidamente, también la carga piezométrica y el gasto suministrado por la bomba decrecen y se generan ondas de presión

que partiendo de ésta viajan por la tubería hasta llegar al depósito donde se reflejan.

Mientras tanto, la disminución de la velocidad angular sigue produciéndose rápidamente hasta un límite en que la bomba no puede seguir alimentando a la tubería de descarga, y como no existe una válvula que lo impida el flujo a través de la carcasa de la bomba cambia de dirección, aunque los elementos rotatorios todavía giren en el sentido original, iniciándose con esto la llamada Zona de disipación de energía.

A partir de ese momento la velocidad angular disminuye aún más rápidamente hasta llegar a un valor igual a cero, donde termina la zona de disipación de energía y se inicia la operación de la bomba como turbina llamada Zona de operación turbina, y a medida que la velocidad de rotación inversa de los elementos de la bomba se aproxima a su valor máximo, el flujo invertido que circula a través de ella se reduce rápidamente.

De lo anterior se puede notar que hay tres zonas de funcionamiento de la bomba bien definidas que son: las de operación de la bomba, disipación de energía y operación de turbina. La primera se caracteriza por un decremento tanto en la carga piezométrica, que alcanza su valor mínimo en esta zona, como en el gasto bombeado que se reduce hasta cero; la segunda y tercera, por el incremento tanto en el flujo invertido como en la

carga que llegan hasta su valor máximo en la última zona.

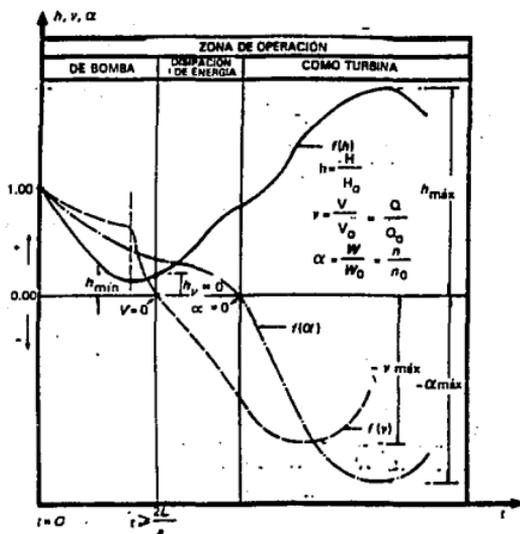


Figura 3.11. Zonas de operación de una bomba después de la interrupción instantánea del suministro de energía.

En el caso de que exista una válvula de no retroceso en la tubería de descarga, como se ve en la fig. 3.12, que cierra cuando se invierte el flujo en la bomba, ésta sólo trabajará en la primera zona y, en el instante de cierre, tendrá origen la oscilación asociada a la carga máxima que se presentará en la bomba T segundos después, y si en lugar de esta válvula hay una

de seccionamiento en la que se inicia una maniobra automática de cierre en el instante correspondiente a la interrupción de la energía, dependiendo de la ley con la que se lleve a cabo dicha maniobra, serán las zonas en las que opere la bomba y la magnitud de las oscilaciones de carga y gasto.

Ahora bien, en el caso de paro normal de una bomba el efecto del golpe de ariete puede disminuirse si se instala una válvula de seccionamiento en la tubería de descarga que se cierra lentamente antes de la interrupción de energía.

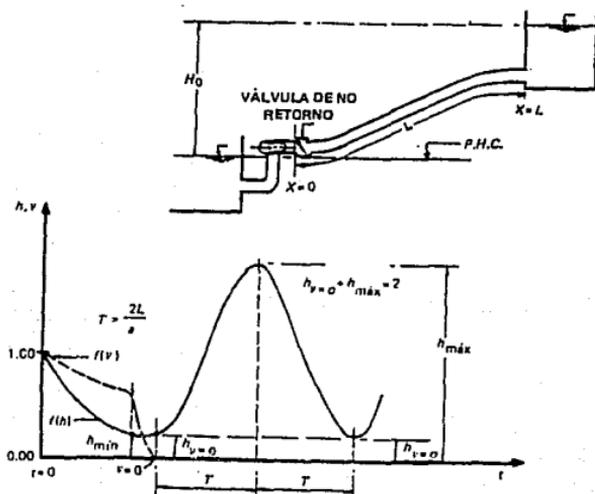


Figura 3.12. Golpe de ariete cuando existe una válvula de no retorno en la tubería de descarga.

CAPITULO IV

TIPOS DE BOMBAS

4.1. BOMBAS MAS COMUNES.

Como se vio en el primer capitulo hay tres tipos de bombas que son las más comúnmente usadas en la práctica: centrifugas, rotatorias y alternativas o reciprocantes, ahora se hará una descripción un poco más detallada de estos tipos de bombas, sobre todo de las dos últimas pues de las primeras se dieron características importantes en los dos primeros capitulos.

Con el fin de tener una idea un poco más clara de las clases y tipos de bombas más usadas, se tiene la fig. 4.1 que muestra las clases de bombas para cada tipo; este cuadro se basa en las clasificaciones más frecuentemente usadas en la práctica.

La fig. 4.1 contiene información muy general, pues cada tipo de bomba tiene sus características particulares. En esta sección del capitulo se hará la descripción solamente de las clases de bombas que se mencionan en la figura. Posteriormente, y de acuerdo a los fines del presente trabajo, se detallarán los tipos de bombas que se emplean más frecuentemente de acuerdo a su uso, ya sea abastecimiento de agua potable o remoción de aguas residuales.

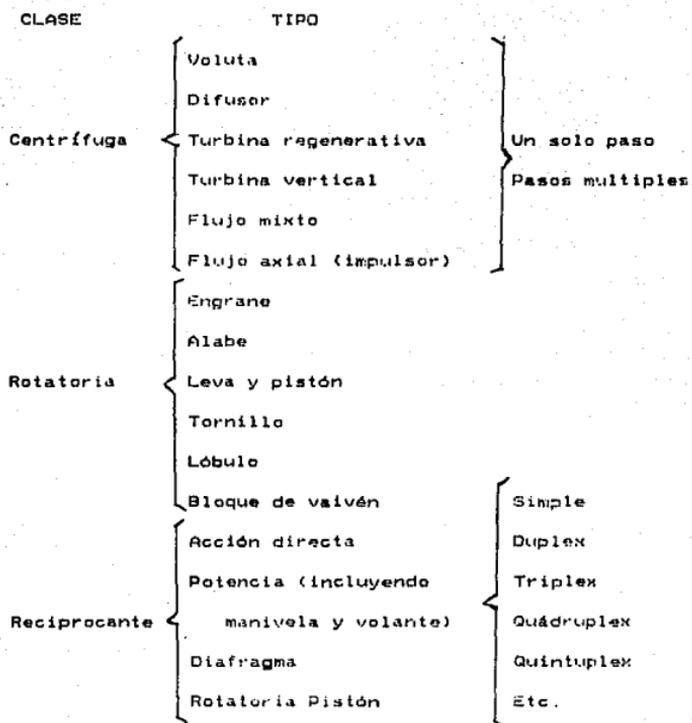


Figura 4.1. Tipos y clases de bombas modernas.

A) BOMBAS CENTRIFUGAS.

Una bomba centrífuga es una máquina que consiste de un conjunto de paletas rotatorias encerradas dentro de una caja o cárter, o una cubierta o carcasa. Las paletas constituyen un

impulsor que imparte energía al fluido por la fuerza centrífuga, descargando el líquido a una velocidad mayor en su periferia. esta velocidad se transforma entonces en energía de presión. Como se vio en el primer capítulo, las partes principales de una bomba centrífuga son: 1) un elemento giratorio compuesto por un impulsor y una flecha, y 2) un elemento estacionario compuesto por una carcasa, soportes y chumaceras.

Las bombas centrífugas tienen la característica de dar un gasto constante y sostenido a presiones uniformes sin variaciones de presión, dan una flexibilidad máxima posible desarrollando una presión específica máxima de descarga en cualquier condición de operación con gasto controlado ya sea por variación de velocidad o estrangulación.

Las bombas centrífugas han tenido un desarrollo notable, en la actualidad, este tipo de bombas se usa dondequiera que cualquier cantidad de líquido deseé moverse de un lado a otro. Se encuentran en servicios tales como plantas termoelectricas, plantas de abastecimiento de agua, aguas de albañal, drenaje, irrigación, refinarias de petróleo, servicio hidroeléctrico, etc.

Uno de los factores que contribuyó al creciente uso de este tipo de bombas ha sido el desarrollo universal de la fuerza eléctrica, que ha venido a sustituir al vapor como fuente principal de fuerza industrial; aun cuando las bombas reciprocantes eran ideales para impulso con vapor, el desarrollo

del motor eléctrico permitió el uso de la bomba centrífuga más ligera y barata conectada directamente. Se han fabricado bombas centrífugas en tamaños que varían desde unos cuantos litros por minuto a bombas que manejan 2,290 m³/min contra una altura de elevación de 94.55 metros de columna hidráulica total, movidas por motores de hasta 65,000 HP.

En los capítulos II y III se mencionarán algunos conceptos importantes en el estudio del funcionamiento de las bombas, curvas características, la velocidad específica, la carga neta de succión positiva (CNSP), son algunos de los conceptos más importantes para las bombas centrífugas.

B) BOMBAS ROTATORIAS.

Las bombas rotatorias que normalmente son unidades de desplazamiento positivo, consisten de una caja fija que contiene engranes, aspas, pistones, levas, segmentos, tornillos, etc., que operan con un claro mínimo. En lugar de aventar el líquido como en una bomba centrífuga, la rotatoria lo atrapa y lo empuja contra la caja fija en forma muy similar a como lo hace el pistón de una bomba recíprocante. Pero, a diferencia de una bomba de pistón, la rotatoria descarga un flujo constante.

A este tipo de bombas se les ha generalizado su uso en el bombeo de líquidos viscosos, aunque no se limitan a este servicio, pues pueden manejar casi cualquier líquido que este

libre de sólidos abrasivos e inclusive pueden manejar sólidos duros en el líquido si en la caja de la bomba existe una chaqueta de vapor alrededor para que los pueda mantener en condición fluida.

Las bombas rotatorias, si se desprecian las fugas, descargan un gasto constante independientemente de las presiones variables de descarga; debido a esto, la curva característica H-Q es prácticamente una línea horizontal, como puede apreciarse en la fig. 4.2. El desplazamiento de una bomba rotatoria varía en forma directamente proporcional con la velocidad, sólo que la capacidad puede verse afectada por viscosidades y otros factores. Los líquidos gruesos y viscosos pueden limitar la capacidad de la bomba en altas velocidades debido a que el líquido no puede fluir a la carcasa con la rapidez necesaria para llenarla completamente.

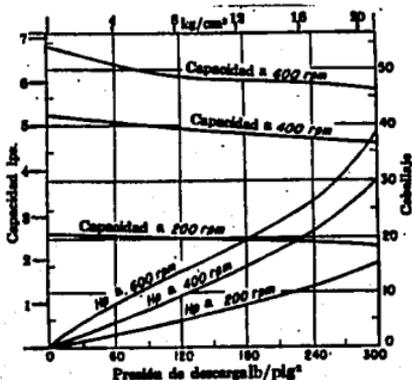


Figura 4.2. Características de capacidad y cabalaje

El deslizamiento o pérdida en capacidad por los claros entre la carcaza y el elemento rotatorio, suponiendo viscosidad constante varía al aumentar la presión de descarga. Por ejemplo, en la fig. 4.2, a 600 rpm y cero presión de descarga, la capacidad es de 6.82 lps. Pero a 21 kg/cm² y a la misma velocidad, la capacidad es de 5.8 lps. La diferencia, es decir, 1.0 lps es el deslizamiento o pérdida de capacidad. Con respecto a la potencia requerida por una bomba rotatoria, curva característica P-Q, esta aumenta con la viscosidad del líquido como se ve en la fig. 4.3, que muestra las curvas características H-Q y P-Q para una bomba rotatoria del tipo de engrane y perno.

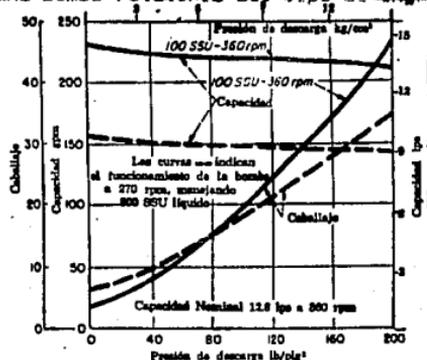


Figura 4.3. Características de potencia y caballaje de una bomba de engranes internos.

En la misma forma que con las bombas centrífugas, frecuentemente se usan las tablas de características para dar los datos necesarios sobre la capacidad de la bomba, potencia necesaria y columna. Muchas tablas de características para las

bombas rotatorias contienen también una columna para viscosidad, mostrando el efecto de una viscosidad aumentada o disminuida sobre el comportamiento de la bomba. La Tabla 4.1 muestra características típicas de comportamiento para una bomba rotatoria de tres tornillos.

Capacidad a 150 SSU 7.03 kg/cm ² presión de descarga, lps	Bhp a 3.5 kg/cm ²			Bhp a 7.03 kg/cm ²		
	500 SSU	5 000 SSU	Elevación máx. en mm Hg	500 SSU	5 000 SSU	Elevación máx. mm Hg
0.12	0.2	0.4	432	0.4	0.5	432
0.38	0.5	1.2	432	0.7	1.4	432
0.95	0.9	1.8	432	1.8	2.5	432
1.77	1.6	2.4	432	2.9	3.8	432
2.65	2.3	3.7	432	3.9	5.4	432
4.42	3.7	7.2	203	6.3	9.8	203

Tabla 4.1. Características típicas de una bomba rotatoria de tres tornillos.

La mayor parte de las bombas rotatorias son autocebantes y pueden, de ser necesario, trabajar con gas o aire. Sus aplicaciones incluyen el paso de líquido de todas las viscosidades, procesos químicos, alimentos, descarga de barcos, lubricación a presión, pintura a presión, sistemas de enfriamiento, manejos de grasas, gases licuados (propano, butano, amonio, etc.), y un gran número de otros servicios industriales.

C) BOMBAS RECIPROCANTES.

Las bombas reciprocantes son unidades de desplazamiento positivo, descargan una cantidad definida de líquido durante el

movimiento del pistón o émbolo a través de la distancia de carrera. Pero no todo el líquido llega necesariamente al tubo de descarga, debido a escapes o arreglo de pasos de alivio que puedan evitarlo; despreciando éstos, el volumen del líquido desplazado en una carrera del pistón o émbolo es igual al producto del área del pistón por la longitud de la carrera, que es, como se vio en el capítulo anterior, el principio del desplazamiento positivo para este tipo de máquinas. El flujo de descarga de las bombas centrífugas y de la mayor parte de las rotatorias es continua, pero en las bombas reciprocantes no; el flujo pulsa dependiendo su pulsación del tipo de bomba y de que ésta tenga o no una cámara de colchón.

Las bombas reciprocantes no succionan el líquido, reducen solamente la presión en la cámara de succión y la presión externa, generalmente la atmosférica, empuja el líquido en la bomba. Para cualquier bomba con una línea de succión de tamaño dado, la capacidad o velocidad máxima viene fijada por la CNSP (carga neta de succión positiva). Conforme aumenta la velocidad en una bomba reciprocante, aumenta su capacidad, siempre y cuando no haya nada que interfiera con el gasto hacia adentro o hacia afuera de la bomba.

Las curvas de la fig. 4.4. muestran las velocidades básicas para bombas de potencia y acción directa; para las primeras la velocidad se expresa como velocidad de pistón o como rpm, para las segundas se expresa en metros por minuto de movimiento de

pistón. Las curvas de la fig. 4.4, que son para velocidades básicas, no reflejan las velocidades más elevadas que se usan actualmente, pues se encuentran aún en etapa experimental para aplicaciones generales en la industria.

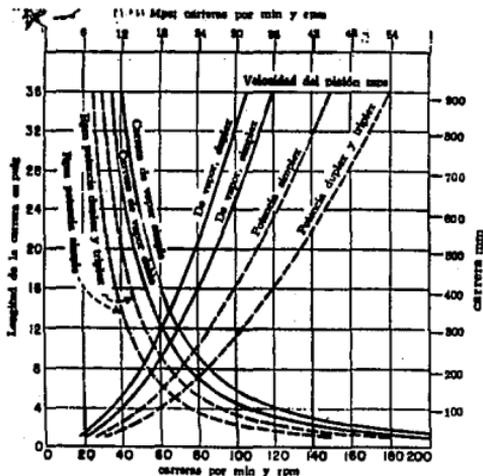


Figura 4.4. Velocidades básicas para bombas de acción directa y de potencia

Al igual que para las bombas rotatorias, la viscosidad afecta la velocidad y capacidad máxima de una bomba reciprocante, pero para estas últimas hay otra variable que es la temperatura del agua que también afecta en forma importante a las características mencionadas. Así, conforme la viscosidad del líquido cambia de 250 a 5000 SSU la velocidad de la bomba disminuye de la normal hasta un 65 por ciento de su valor, como se aprecia en la tabla 4.2; donde también se observa que conforme la temperatura

ESTA TESIS NO DEBE SALIR DE LA BIBLIOTECA

aumenta de 21 a 121 °C, se tiene una disminución de velocidad de 62 por ciento de la normal.

Viscosidad del líquido							
SSU	250	600	1000	2000	3000	4000	5000
Reducción de velocidad %	0	4	11	20	28	30	35
Temperatura del agua, °C	21	27	38	52	66	93	121
Reducción de velocidad %	0	9	18	25	29	34	38

Tabla 4.2. Factores de corrección de velocidad para bombas reciprocantes.

4.2. BOMBAS PARA ABASTECIMIENTO DE AGUA POTABLE.

En muchos sistemas de abastecimiento de agua potable es necesario contar con un equipo de bombeo, ya sea para la extracción de agua de las fuentes subterráneas o superficiales, para bombear agua a lugares distantes o más altos, o para aumentar el caudal en las líneas de conducción principales.

A) FUENTES SUBTERRÁNEAS DE ABASTECIMIENTO DE AGUA

Las fuentes subterráneas constituyen uno de los recursos más importantes para México, principalmente para sus regiones áridas y semiáridas que cubren más del 60 % del área del país. Se entiende por fuente subterránea toda aquella agua que proviene del subsuelo y que puede aflorar a la superficie o ser elevada artificialmente por medio de bombas. Las fuentes más conocidas son los pozos profundos, los pozos poco profundos y las galerías

de infiltración.

BOMBAS PARA POZOS PROFUNDOS

Existen cinco tipos de bombas que son las más usadas en la práctica para extraer agua de pozos profundos. A continuación se describirán cada tipo de bomba:

1) Bombas de tipo difusor de varios pasos.

Este tipo de bombas se llaman comúnmente bombas turbinas verticales y no deben confundirse con bombas de turbina regenerativas. Pertenece a las bombas centrífugas.

Las bombas turbinas verticales, como la que se aprecia en la fig. 4.5, pueden ser lubricadas por aceite o por agua. Cuando se tienen chumaceras lubricadas con aceite se usa un tubo de cubierta de flecha. El líquido manejado por la bomba sirve como lubricante en las bombas lubricadas por agua. En estas no se necesita cubreflecha, por lo que se conoce como bomba de flecha descubierta. Las bombas turbinas verticales pueden operar con motores eléctricos, turbinas de vapor o máquinas de gasolina o diesel, aunque las más comunes son las de motores eléctricos. Las bombas lubricadas con agua se usan cuando se requiere agua absolutamente libre de aceite o cuando algunos cuerpos regulares deciden que hay una probabilidad que el aceite pueda contaminar

el agua bombeada.

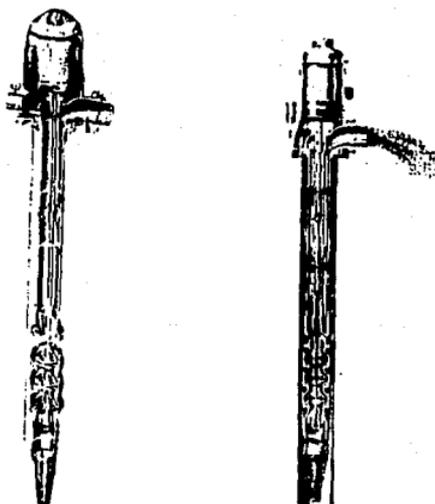


Figura 4.5. Bomba turbina vertical para pozo profundo y poco profundo, lubricado con agua, de tres pasos y con motor eléctrico.

Las bombas turbinas verticales de pozo profundo se fabrican comúnmente para pozos perforados de 153 mm de diámetro y mayores. Se dice que el diámetro más económico para un pozo perforado es de 300 mm, pero los tamaños intermedios son populares en instalaciones municipales e industriales pequeñas. Se han construido bombas de hasta 760 mm de diámetro y las hay disponibles en el mercado. Además de agua, estas bombas pueden manejar aceite, líquidos volátiles, químicos, etc.

Las bombas de varios pasos para servicio de pozo profundo desarrollan columnas de más de 460 metros y manejan gastos hasta de 1900 lps. El número de pasos elegido depende de la columna que deba desarrollarse siendo la elevación de presión uniforme en cada paso. Las bombas de alta columna pueden tener 20 o más pasos, pero la mayor parte de las bombas que se usan hoy en día tienen generalmente menos.

2) Bombas de motor sumergido.

Este tipo de bomba, como la mostrada en la fig. 4.6, llamada también bomba sumergible, es centrífuga del tipo difusor, vertical, pero se monta directamente sobre un motor de pequeño diámetro que opera sumergido en el agua del pozo en todo tiempo. La tubería de descarga, llamada también tubo de columna o elevador, soporta el peso de la bomba y el motor. Los motores usados con bombas de este tipo, se diseñan para gran servicio sin atención; en caso de una falla en el motor, debe extraerse toda la bomba del pozo, esto es una desventaja en pozos extremadamente profundos.

Muchas bombas sumergibles se construyen para columnas de hasta 3660 metros y capacidades de 25lps a temperaturas del líquido de 132 °C. Varios diseños de bombas sumergibles se usan a la fecha tanto para pozos poco profundos como profundos, especialmente cuando el pozo está chueco. Con todas las bombas de este tipo, es necesario una conexión de lubricación entre el

motor y la superficie, así como un cable de energía.

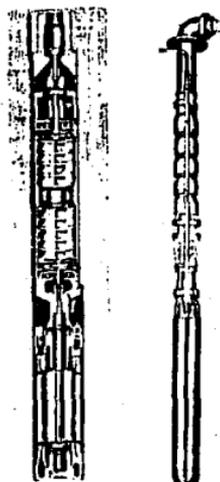


Figura 4.6. Bomba sumergible para pozo profundo.

3) Bombas de eyector.

Este tipo de bombas, como las de la fig. 4.7, combinan una bomba centrífuga de un solo paso en la parte superior del pozo con una boquilla de chorro o eyector localizada en la pantalla de succión del pozo. Una parte del agua descargada por la bomba fluye hacia abajo y a través del eyector, en donde coopera para mejorar el flujo que va a la bomba; subiendo por el tubo de descarga. Para pozos de poca profundidad, con una elevación de menos de 7.60 metros, el eyector se coloca generalmente sobre la

superficie, en la carcasa de la bomba, en lugar de en el pozo. Esto permite un mantenimiento más fácil. Para profundidades mayores el eyector se encuentra en el pozo y la bomba, que puede ser horizontal o vertical, en la superficie.

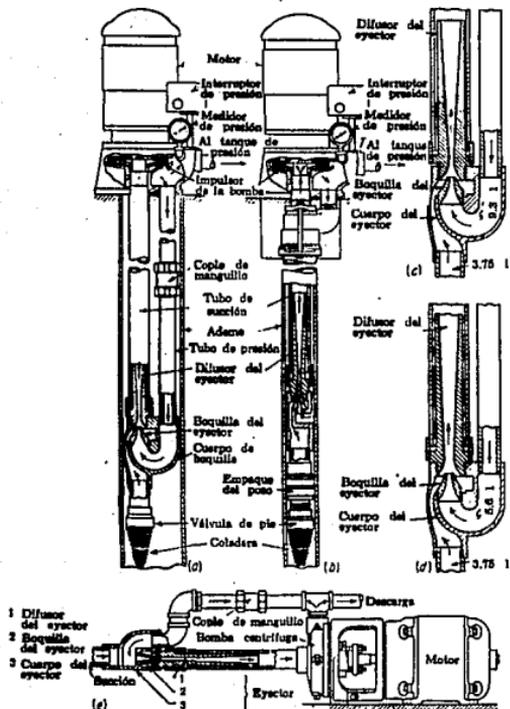


Figura 4.7. Tipos de bombas de eyector. (a) De dos tubos. (b) De un tubo. (c) Alta columna, baja capacidad. (d) Baja columna, alta capacidad. (e) Eyector conectado cerca de la bomba, da una curva H-Q de inclinación pronunciada.

Las bombas de eyector están más adecuadas para elevaciones de 7.60 metros o más con capacidades hasta 3.16 lps de descarga neta, que es igual a la capacidad de la bomba menos la cantidad usada en el chorro. Son comunes las elevaciones hasta 39 metros, y algunas bombas operan con elevaciones de 45.7 metros. En general la eficiencia de una bomba de eyector en elevaciones altas es reducida, por lo que se requieren otros tipos de bombas mejores para servicio de columnas altas.

4) Bombas de rotor helicoidal.

Estas se asemejan a las bombas turbinas lubricadas por agua, excepto en el extremo líquido y su conexión a la flecha. En lugar de un impulsor la bomba está provista con un rotor helicoidal que opera en un estator bihelicoidal. Este tipo de bombas se muestra en la fig. 4.9. El agua atrapada en las depresiones del estator se desplaza positivamente por el contacto móvil continuamente hacia arriba del estator con el rotor. Un tubo de transmisión flexible arriba del rotor amortigua los efectos de los movimientos del rotor y el estator. Las unidades de este tipo se diseñan para pozos profundos y capacidades de 32 a 210 lps y columnas hasta de 305 metros. Se usan pozos perforados con diámetros internos de 10 centímetros o más.



Figura 4.8. Bomba de pozo profundo de rotor helicoidal.

5) Bombas reciprocantes.

En la actualidad se utilizan relativamente pocas bombas reciprocantes en pozos, pues los diferentes tipos de bombas centrífugas se adaptan mejor a este servicio. La fig. 4.9 muestra los componentes de una bomba reciprocante moderna para el suministro de agua de pozos. La cabeza de bombeo, que se observa en la fig. 4.9.(a), puede usarse con varios tipos de extremos líquidos, uno de los cuales se ve en la fig. 4.9. (b). El extremo líquido de doble acción se coloca en el pozo, por debajo de la superficie del agua. Las bombas reciprocantes para pozo se construyen para capacidades de 19 ips y columnas de alrededor de

240 metros de agua.

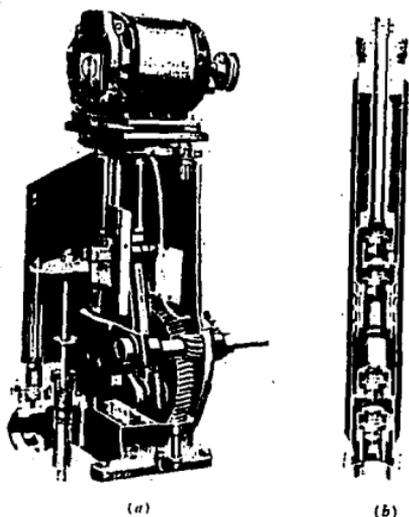


Figura 4.9. Bomba recíproca para pozo. (a) Cabeza de bombeo. (b) Cilindro de doble acción.

B) FUENTES SUPERFICIALES DE ABASTECIMIENTO DE AGUA.

Las fuentes superficiales están constituidas por los arroyos, ríos, lagos, lagunas y depósitos artificialmente creados para almacenar determinado volumen de agua y después distribuirlo, el caso de los tanques y cisternas. Las fuentes superficiales de abastecimiento de agua cubren un importante porcentaje de las demandas de agua potable en el país. Su manejo, por demás importante, requiere de ciertos tipos de bombas para su distribución, dentro de las cuales se mencionarán las de uso

más frecuente.

1) Bombas turbinas verticales de acoplamiento estrecho.

Este tipo de bombas encuentran en la actualidad muchas aplicaciones en este servicio. Se parecen a las bombas turbinas verticales para pozos, pero generalmente están diseñadas para instalaciones más reducidas. Se usan para bombeo de lagos, ríos, lagunas, sumideros, etc., en donde se requiere un gasto de pequeño a mediano con presión alta. Su capacidad llega hasta 1,890 lps y columnas de hasta 456 metros. Este tipo de bomba se puede apreciar en la fig. 4.10.

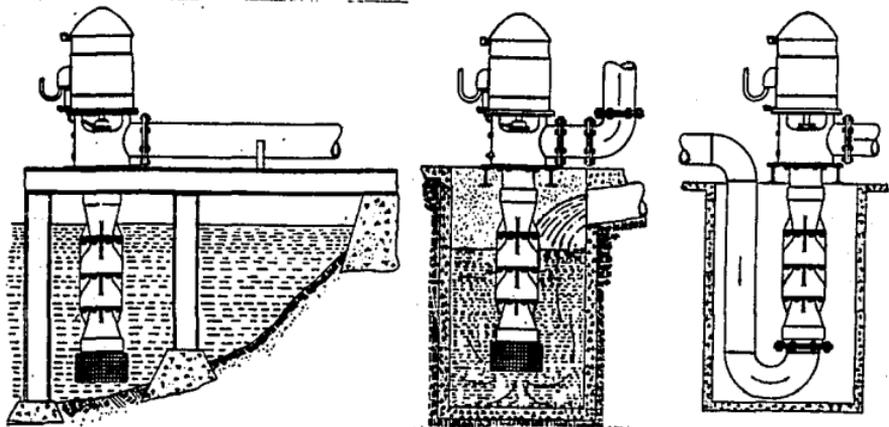


Figura 4.10. Instalaciones típicas de bombas turbinas de acoplamiento estrecho, para agua de salida, sumidero abierto y servicio de elevación.

2) Bombas de flujo mixto verticales.

Este tipo de bombas se usa frecuentemente para gastos de medianos a grandes y a presión mediana. En la fig. 4.11 se puede observar este tipo de bomba. Este tipo de bombas se construyen para operar a velocidades que van de 400 a 1,750 rpm, con un gasto que puede ir de 32 a 6,300 lps y columnas de 6.1 a 30 metros; su velocidad específica esta entre 143 y 307, son ideales para manejar agua de superficie, de ríos, lagos y otras fuentes.

Están muy bien adaptadas para las aplicaciones que requieren una capacidad demasiado grande para la bomba de turbina vertical y una presión demasiado alta para la bomba de impulsor. Las bombas de flujo mixto verticales cubren las limitaciones de las bombas turbinas verticales y las bombas de impulsores. Las bombas de impulsores manejan gastos de más de 12,600 lps y columnas que van desde 0.3 a unos 15 metros, con lo que se observa la limitación mencionada con respecto a las presiones altas.

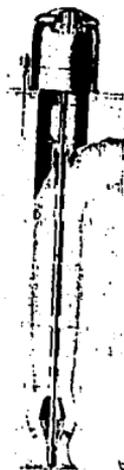


Figura 4.11. Bomba de flujo mixto vertical (puede ser lubricada por aceite o por agua).

3) Bombas de aplicación general.

Este tipo de bombas son en general del tipo voluta con aditamentos de bronce de un solo paso horizontales, como la que se muestra en la fig. 4.12, diseñadas para manejar líquidos limpios y fríos a temperaturas ambiente o moderadas; tiene mucha aplicación en abastecimientos de agua, particularmente para fuentes superficiales de agua.

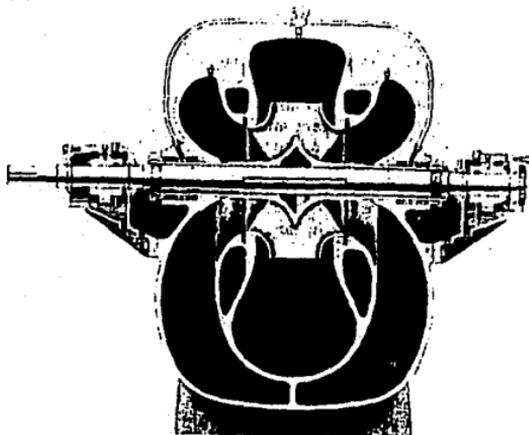


Figura 4.12. Bomba voluta de aplicación general de un paso.

Otro tipo de bomba de aplicación general y de uso muy popular para suministrar agua, es la bomba centrífuga de acoplamiento estrecho montadas en el extremo y del tipo de cuna. Este diseño permite la separación completa del extremo líquido de la bomba y de las chumaceras; permite mantenimiento fácil sin intervenir la tubería y usa solamente una caja de empaque o sello mecánico. Estas unidades son generalmente del tipo voluta de un solo paso, pero también existen unidades del tipo voluta de dos pasos; en la fig. 4.13 se muestran estos diseños. Las capacidades ascienden a 177 lps y columnas de 75 metros.

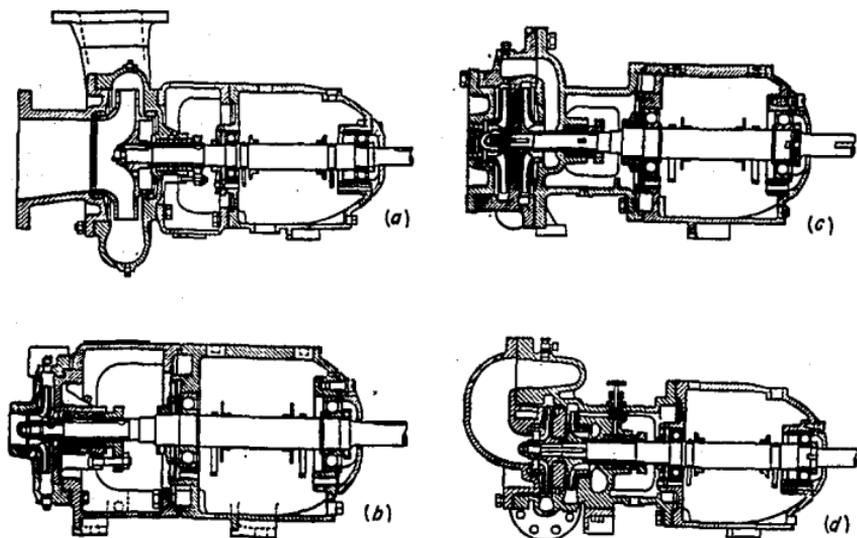


Figura 4.13. Bombas de uso general en montaje de cuna.

(a) y (b) bombas de un solo paso. (c) y
(d) bombas de dos pasos.

4.3. BOMBAS PARA REMOCION DE AGUAS RESIDUALES.

Las bombas que manejan aguas residuales, como las de atarjea, sumidero, aguas negras, drenaje pluvial, desperdicios y otros similares, son casi siempre unidades centrifugas actualmente, debido a que éstas pueden manejar sólidos sin dificultad, tienen más eficiencia y se pueden instalar más fácilmente en pozos, sumideros y otros servicios. A continuación

se hará una descripción de los tipos de bombas más usadas en la remoción de aguas residuales.

1) Bombas grandes.

Cuando se manejan grandes cantidades de aguas negras, es común la bomba vertical u horizontal de flujo mixto (fig. 4.11) o flujo axial; éstas desarrollan columnas desde bajas a moderadas con grandes gastos. Las bombas con carcasa de voluta y flujo mixto (fig. 4.12), se recomiendan para servicios en los que se encuentran sólidos o basura contenidos en el líquido y la unidad opera con un alto factor de carga. Las bombas usadas en la remoción de aguas residuales, frecuentemente tienen un impulsor cerrado de tres álabes. En la fig. 4.14, se muestran algunos impulsores típicos de flujo axial. Aun cuando algunas bombas horizontales de flujo axial y mixto se usan para este servicio, hoy en día la mayor parte de las bombas usadas para este fin son unidades verticales. Las velocidades de estas bombas grandes son generalmente bajas, del orden de 200 a 1,200 rpm.

2) Bombas inatascables.

Las aguas negras pueden contener una gran variedad de sólidos, palos, trapos, rocas, cabellos, etc.; éstos pueden atascar la bomba y dañar las partes rotatorias o estacionarias reduciendo la eficiencia de la bomba o causando el paro de la unidad. Para evitar esto, se ha desarrollado un gran número de

bombas no atascables, o inatascables, las cuales tienen impulsores con dos tres álabes como máximo. Normalmente el claro entre los álabes es lo bastante grande para permitir la entrada de cualquier sólido en la bomba y su paso a través de la descarga. Es común señalar el sólido del diámetro máximo que puede manejar este tipo de bomba sin atascarse; así, sólidos de 10.12 cm de diámetro pueden normalmente pasar a través de la bomba normal de 200 mm (8").

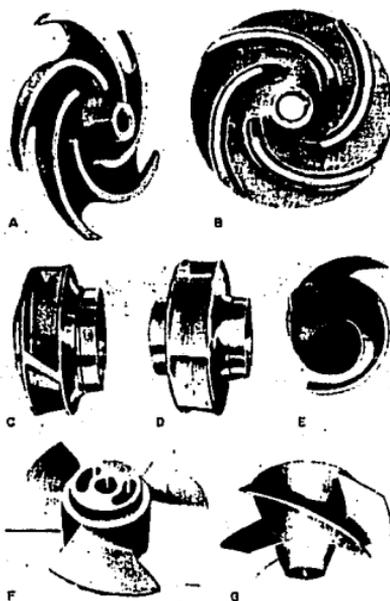


Figura 4.14. Impulsores típicos.

Las bombas inatascables para basura o aguas negras se construyen ya sea como unidades horizontales o verticales, la fig. 4.15 muestra una bomba horizontal típica. La tendencia actual indica una preferencia hacia las bombas verticales en casi todo tipo de instalaciones.

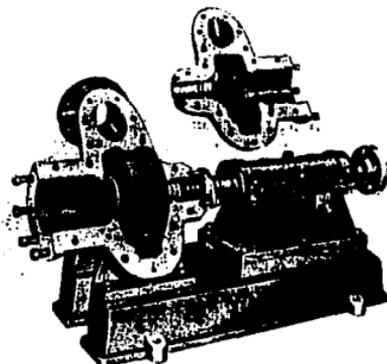


Figura 4.15. Bomba de drenaje inatascable de un paso horizontal.

La ventaja de la instalación vertical incluye la necesidad de menor espacio de piso, conexiones de tubería más simples y la posibilidad de usar flechas extendidas para aislar el motor de la bomba. La fig. 4.16 muestra una instalación típica de bombas de aguas negras de flecha vertical que maneja agua de tormenta. También, existen bombas de acoplamiento estrecho en este tipo de bombas.

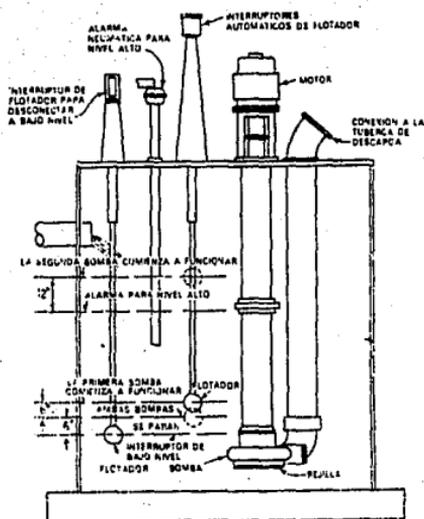


Fig. 4.16. Instalación típica de bomba vertical que maneja aguas negras y de lluvia.

3) Bombas para pozos secos y mojados.

En un pozo seco, como el de la fig. 4.17, la bomba que puede ser horizontal o vertical, toma su succión, a través de un tubo, de una depresión o pozo mojado. El exterior de la bomba está seco en todo tiempo, permitiendo fácil mantenimiento; asimismo, hay menor facilidad de corrosión en la carcasa de la bomba, flecha, chumaceras y otras partes. En algunas bombas se puede colocar una coladera en el lado de descarga, el líquido entra en ella

cuando se para la bomba y los sólidos presentes quedan atrapados mientras que el agua fluye a través de la bomba al pozo mojado. Cuando la bomba arranca, después de que el agua en el pozo mojado ha alcanzado un nivel determinado, se cierra una válvula check arriba de la coladera y el agua de descarga arrastra la materia sólida de la coladera hacia la línea de descarga.

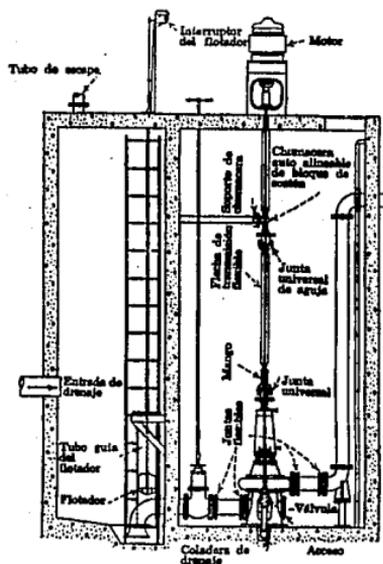


Figura 4.17. Bomba de sumidero profundo instalada en pozo seco.

En un pozo mojado la bomba está sumergida en el líquido que maneja. La fig. 4.18 muestra una bomba típica de esta clase, que puede instalarse en un sumidero de concreto o de metal redondo, cuadrado o rectangular. La mayor parte de las bombas de este

tipo están lubricadas por aceite o grasa y vienen provistas de una coladera de succión que tiene una área de entrada de cuatro veces el agujero o entrada del impulsor.

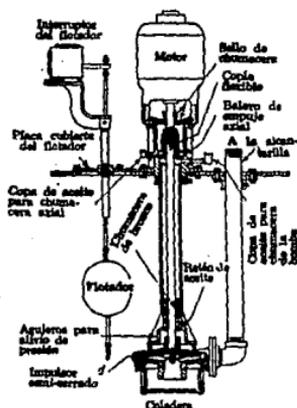


Figura 4.18. Bomba de sumidero de pozo mojado.

4) Bombas de sumidero.

Estas se conocen por muchos nombres diferentes, bombas de pozo mojado, eyectores, bombas de sentina, bombas sanitarias, etc. La mayor parte de las bombas para este servicio son verticales (fig. 4.19), y pueden instalarse solas o por pares, estas manejan aguas negras, freáticas y drenajes de edificios, pero en muchas instalaciones manejan solamente freáticas y drenaje; en otras manejan sólo drenaje de accesorios que se encuentran abajo de la línea de drenaje. Este tipo de bombas son casi siempre de un solo paso, debido a que los sólidos en el

líquido interfieren con la operación de la bomba de varios pasos, sin embargo se usan algunas bombas de dos pasos. El sumidero a la entrada de la bomba debe tener una rejilla para separar los sólidos y en general cuerpos extraños.

En los últimos años ha salido al mercado un gran número de bombas portátiles de sumidero, como la que se muestra en la fig. 4.19, la cual es completamente sumergible y necesita solamente dos conexiones, una al tubo de descarga y la otra al motor. La bomba está provista con una agarradera para moverla fácilmente de un lugar a otro. Son muy convenientes en plantas industriales, edificios comerciales e instalaciones similares. En la entrada se coloca una coladera para evitar la entrada de sólidos; tienen unas patas cortas que mantienen la trompa elevada sobre el piso. Su capacidad y columna son moderadas.



Figura 4.19. Bomba de sumidero portátil.

5) Bombas para estaciones subterráneas.

Las estaciones subterráneas se asemejan a los pozos secos y generalmente están provistas con dos bombas de atarjea verticales, de acoplamiento estrecho e inatascables. Estas estaciones se usan para extender líneas de drenaje a áreas nuevas. Las bombas, que operan alternativamente, toman el agua de drenaje de una línea baja y lo descargan a un nivel superior, a una línea principal de drenaje o a un pozo de descarga. Un sistema de burbuja de aire controla la operación de la bomba, y el tubo de burbujas de aire se extiende dentro del pozo de succión. La cámara de la bomba, de acero soldado así como el tubo de entrada, bombas, controles, equipo de arranque, etc., se encuentran en estas estaciones. Una bomba centrífuga de sumidero pequeño se usa para mantener seca la cámara en todo tiempo.

6) Bombas para lodos.

Las bombas de diafragmas reciprocantes, como la de la fig. 4.20, son adecuadas para manejar lodos de tanques de asentamiento y otras fuentes. Las capacidades varían hasta 19 lps y mayores, dependiendo del diámetro y número de diafragmas. Las bombas de émbolo con válvulas de tipo de esfera también encuentran mucho uso en el manejo de lodos. Éstas se asemejan a las bombas de diafragma, y tienen una viga oscilante, con movimiento con banda V, excéntrico o por manivel. En muchas la longitud de la carrera es ajustable; las capacidades ascienden hasta unos 35 m³/hr y

columnas de 21 metros.

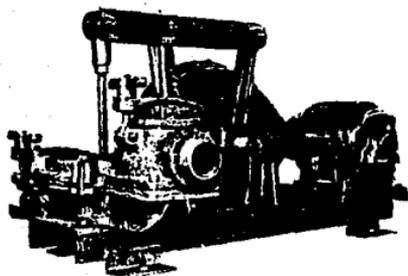


Figura 4.20. Bomba reciprocante de diafragma de succión de bola.

También hay varios tipos de bombas centrífugas para manejar lodo. En uno de ellos, un tornillo de doble avance y coriadores en la carcasa e impulsor de la bomba cortan cualquier sólido que entre en la bomba. Las bombas pequeñas de atarjea inatascables, como la de la fig. 4.21, son también populares en el manejo de lodos. Las bombas del tipo triturador se usan mucho para manejar líquidos que contienen palos, trapos, etc. Estos sólidos son comunes en lodos de atarjeas; estas bombas tienen un impulsor semibierto de un solo álabe, provisto de filos de corte autoafilables, que corta los sólidos en piezas pequeñas, de manera que puedan entrar en la bomba. Las capacidades de este tipo de bombas varían hasta 16 lps y columnas hasta de 15 metros.

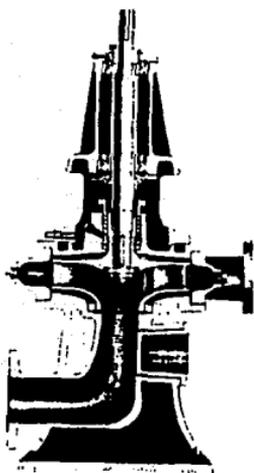


Fig. 4.21. Bomba de drenaje inatascable.

7) Eyectores neumáticos.

Los eyectores neumáticos, como el de la fig. 4.22, manejan aguas negras y lodos en muchas instalaciones-estaciones de elevación de aguas negras, plantas industriales para tratamiento de desperdicios, así como hoteles y edificios de oficinas en donde el sótano se encuentra abajo de la línea de drenaje. Cuando esto ocurre, las aguas negras deben elevarse de las salidas más bajas y descargarse a la línea principal; las aguas negras entran a un receptor herméticamente sellado, permaneciendo allí hasta que se alcanza un nivel determinado. El aire comprimido es admitido al receptor y las aguas negras se descargan a través de

una válvula check y compuerta a la línea.

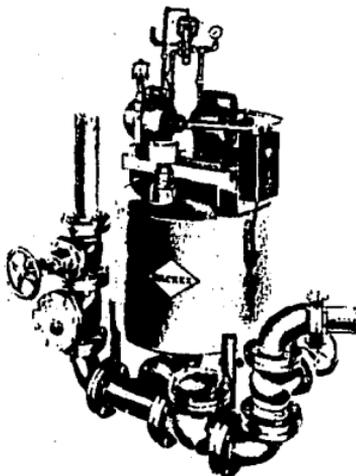


Figura 4.22. Ejector de drenaje neumático.

Este tipo de unidad viene completa con un compresor de aire de álabe deslizante, enfriado por aire, controles, receptor, etc. Las capacidades de los eyectores neumáticos usuales varían de 0.12 a 126 lbs, dependiendo del tamaño; las columnas ascienden a unos 15 metros, con presiones de aire de 3.5 kg/cm². Los eyectores operados con agua se construyen para tamaños de succión y descarga de 38 a 100 mm. Éstos no se usan tan extensamente como el tipo neumático.

CAPITULO V
SELECCION DEL EQUIPO DE BOMBEO

5.1. DETERMINACION DEL EQUIPO DE BOMBEO.

Antes de seleccionar un equipo de bombeo hay que hacer un análisis cuidadoso de los factores relativos a su instalación. Es muy difícil presentar una investigación completa de cada uno de los factores que se estudian cuando se hace este análisis; la experiencia y el contacto directo con el problema en cuestión son las guías para complementarlo. Sin embargo, es posible delinear los factores principales que intervienen en la decisión de escoger un equipo determinado. Estos factores, que posteriormente se describen, se enlistan a continuación:

1. Datos generales necesarios.
2. Número de bombas requeridas.
3. Naturaleza del líquido a bombear.
4. Capacidad requerida, así como cantidad mínima o máxima del líquido que debe descargar la bomba.
5. Condiciones de succión.
6. Condiciones de descarga.
7. Tipo de servicio (continuo o intermitente).
8. Posición de instalación (horizontal o vertical).
9. Tipo y características de la fuerza motriz disponible para mover la bomba.

10. Espacio, peso o limitaciones de transporte.
11. Localización de la instalación de bombeo.
12. Requerimientos especiales o preferencias con respecto al diseño, la construcción o el funcionamiento de la bomba.

A) DATOS GENERALES NECESARIOS.

Es muy importante contar con una serie de datos que servirán para tomar una decisión sobre que equipo de bombeo es el adecuado; estos datos generales necesarios comprenden básicamente los datos de proyecto de un sistema de abastecimiento o de remoción y los cuales son:

1.- Del lugar:

- a) Coordenadas geográficas (latitud, longitud y altitud).
- b) Temperatura ambiente (máxima, mínima y media).

2.- De la fuente en el sitio de la captación:

- a) Temperatura del agua.
- b) Análisis químico del agua.
- c) Naturaleza y tamaño de los sólidos en suspensión.
- d) Registros diarios o mensuales de niveles del agua.
- e) Curva de gastos de la corriente.
- f) Niveles del agua importantes y época en que se tienen (mínimo extraordinario, mínimo ordinario o de estiaje normal, y máximo ordinario y extraordinario).

3.- Del cárcamo:

- a) Ubicación.

- b) Niveles del agua (mínimo extraordinario y gasto correspondiente, y máximo ordinario con su gasto.
- 4.- De la descarga:
- a) Ubicación.
 - b) Nivel del agua.
 - c) Energía adicional.
- 5.- Del abastecimiento o remoción:
- a) Demandas de agua.
 - b) Tiempo máximo en que debe proporcionarse.
 - c) Frecuencia.
 - d) Horas de bombeo diarias consideradas en el estudio.
- 6.- De la energía disponible:
- a) Eléctrica (voltaje, ciclaje, número de fases y capacidad interruptiva).
 - b) Energéticos (gasolina, diesel, etc.).
- 7.- Perfil topográfico: Desde la captación hasta la descarga, por el eje del conducto de la toma y esquema de la disposición del cárcamo y descarga.
- 8.- Varios:
- a) Nomogramas y tablas para el cálculo de pérdidas de energía por fricción en tuberías y accesorios.
 - b) Catálogos de bombas, motores y accesorios que existan en el mercado relativa a cercanía, prestigio, servicio de refacciones, cumplimiento, etc., de las casas vendedoras de equipos de bombeo, etc.
 - c) Antecedentes en general.

Algunos de los datos anteriores se enlistan como factores importantes en la selección de un equipo de bombeo al principio del capítulo; en el primer inciso solo se mencionan en forma general y se analizan con más detalle en los siguientes.

B) NUMERO DE BOMBAS.

El número de unidades es importante, principalmente, para aumentar la confianza en las bombas; con frecuencia, son necesarias unidades de repuesto, especialmente en casos en los que la vida de la bomba puede estar expuesta a un servicio severo. Es importante determinar si se pueden operar en paralelo una o más unidades porque el funcionamiento hidráulico de cada unidad independiente puede necesitar adaptaciones para ese objeto.

La selección entre el uso de una sola bomba y la instalación de varias bombas en paralelo para la demanda total está influenciada por el factor de carga supuesto. Cuando la demanda es más o menos constante, la tendencia es seleccionar una sola bomba para toda la demanda, agregando un margen de seguridad como remedio al desgaste de la bomba. Si, por otro lado, la carga es variable, se pueden operar dos o más bombas en paralelo. En periodos de carga baja, una o más bombas pueden sacarse de la línea para operación más eficiente.

La capacidad de cada bomba se selecciona con este tipo de operación en mente; por ejemplo, si la demanda permanece 65% de la demanda máxima, la mayor parte del tiempo se podrían instalar dos bombas, cada una diseñada para cerca del 70% del flujo máximo. Una sola bomba podría llevar la carga la mayor parte del tiempo; cuando el requerimiento del flujo excede al 65% del máximo, se pone en la línea la segunda bomba para repartir la carga. Las excepciones a esta regla general son las siguientes:

1.- Cuando la demanda total es demasiado baja para dividirla eficientemente entre dos bombas, puede usarse una sola bomba sin considerar el factor de carga, cualquiera que sea.

2.- Cuando la eficiencia de la bomba sea poco importante, por ejemplo un servicio intermitente, el costo inicial generalmente determinará el número de bombas que se usarán en la instalación.

3.- Cuando la demanda máxima es muy grande para permitir el uso de la bomba más económica o de la velocidad de operación más económica, la demanda puede repartirse entre dos o más unidades cualquiera que sea la naturaleza del factor de carga.

Si se usa más de una bomba para proporcionar la demanda máxima y si una reducción parcial de la capacidad disponible es permisible, la instalación puede no requerir una bomba de repuesto. Se debe entonces tener suficientes partes de refacción en existencia para restablecer la capacidad total disponible rápidamente. Sin embargo, si no es posible reducir la capacidad disponible, se debe proporcionar una bomba de repuesto, que pueda

ponerse en servicio inmediatamente que falle o se pare una de las bombas principales. Como esta sustitución tiene que remediar la interrupción de la unidad motriz así como la falla de la bomba, frecuentemente se usa una fuente de fuerza diferente para mover la bomba de repuesto.

C) NATURALEZA DEL LIQUIDO A BOMBEAR.

Tipo. Hasta cierto punto la naturaleza del liquido bombeado determina los tipos de bombas más frecuentemente usados para el servicio de que se trate. Se cuenta con la más amplia variación para selección en servicio de agua, pero ésta debe dividirse en agua dulce y agua salada. La selección de materiales para el servicio de agua salada varía grandemente desde el punto de vista de costo inicial, período de vida útil, y preferencia y experiencia del comprador.

Temperatura. La temperatura del liquido bombeado es un factor muy importante; una línea de bombas normales de servicio general tiene limitaciones definidas de temperatura. Se debe conocer cualquier variación grande de la temperatura de operación porque afectará el peso específico y la viscosidad del liquido manejado. Si el liquido es agua, la presión de vapor puede determinarse fácilmente de tablas de vapor, pues es un parámetro muy importante para determinar si son o no satisfactorias las condiciones de succión existentes.

Peso específico. Se debe conocer el peso específico para poder determinar el consumo de fuerza en las condiciones de diseño y para seleccionar el tamaño apropiado de impulsor. Normalmente para una bomba se expresa la descarga requerida o la presión neta en kg/cm^2 , que debe convertirse en metros de líquido manejado, por ejemplo, una presión neta de 7.04 kg/cm^2 equivale una carga total de 70.455 metros de agua fría dulce.

Viscosidad. Cuando la viscosidad del líquido manejado es distinta a la del agua, la capacidad de la bomba, carga, y consumo de fuerza se afectan considerablemente por lo que son necesarios factores de corrección. En el caso de abastecimiento de agua no afecta en forma importante, pero en remoción de aguas residuales puede ser un factor a considerar dependiendo de la materia extraña que contenga el agua.

Materia extraña. El tamaño y la naturaleza de los sólidos suspendidos en el líquido determinarán tanto el tipo de impulsor mejor adaptado para el caso como los materiales que se deben usar para la construcción de la bomba. Si los sólidos son muy abrasivos, generalmente, se usan impulsores abiertos y cuando es necesario se pueden aplicar materiales especiales más resistentes al desgaste, más caros. Cuando los sólidos alcanzan cierto tamaño, o cuando son de naturaleza fibrosa, se requieren impulsores especiales que no se atascan.

Análisis químico. Se debe prestar atención especial al análisis químico del líquido si sus propiedades corrosivas o electrolíticas no son fácilmente palpables por la descripción del propio líquido. Así la medida del PH (medida de acidez o alcalinidad) del agua siempre deberá establecer si hay indicios visibles de que el agua no es neutra.

D) CAPACIDAD REQUERIDA.

La capacidad requerida para la instalación se expresa en litros por minuto a la temperatura de bombas. Cualquier variación supuesta en el campo de capacidades debe indicarse claramente porque hay bombas, como las centrífugas, que no permiten tanta flexibilidad en las variaciones de capacidad sin afectar la eficiencia de la bomba como en otros tipos de bombas. Además, es generalmente preferible que ocurra la eficiencia máxima de la bomba en las condiciones normales de operación o cerca de ellas.

Cualquier bomba centrífuga puede trabajar ocasionalmente a mucho más de su capacidad especificada, pero esto no siempre puede ser práctico o permisible. Un aumento en capacidad significa una disminución en la carga generada; esto puede evitar la operación de la bomba con sobrecargas de emergencia si no se incluyó en el diseño un exceso de capacidad y si la bomba opera en una curva de carga del sistema, ya que las pérdidas por fricción que constituyen parte de la carga requerida aumentarán con la capacidad. Finalmente, si aumenta el consumo de fuerza con

la capacidad, como sucede con la mayoría de las bombas centrífugas, la operación con capacidades mayores que las originalmente esperadas pueden sobrecargar seriamente al impulsor de la bomba.

La información sobre la capacidad mínima de operación también es de gran importancia. En ciertos casos, la operación con capacidad extremadamente reducida, aun por periodos de tiempo muy cortos, es un peligro definitivo y debe evitarse. En otras ocasiones, la única desventaja de operar a capacidades reducidas es una economía deficiente, y un análisis completo del problema puede dar por resultado la instalación de pequeñas unidades adicionales que se operarían durante periodos de poca carga.

E) CONDICIONES DE SUCCION.

Las condiciones correctas de succión para las bombas son de vital importancia. La fig. 5.1 muestra la curva característica de elevación de succión, donde se muestra que la capacidad de elevación y la eficiencia caen abajo de lo normal cuando la elevación de succión excede de un valor dado. A menos que la Carga Neta de Succión Positiva (CNSP) disponible sea igual a la requerida o mayor que la requerida por la bomba seleccionada a la capacidad de que se trata, la bomba estará incapacitada para ajustarse a sus condiciones de capacidad de diseño. Además la cavitación consiguiente dañara la bomba.

Si se manejan líquidos fríos es necesario saber si hay carga en la succión o si la bomba operará con elevación de succión, y si es esto último, cuál será la elevación máxima. Si el líquido es caliente o está a una presión cercana o igual a su presión de vapor, la bomba se deberá instalar con carga en la succión y la sumersión disponible debe describirse. En todos los casos es conveniente determinar separadamente la diferencia estática entre el nivel del líquido y la línea de centro de la bomba y las pérdidas de fricción y de entrada en la tubería de succión. Si no se han determinado estas pérdidas, generalmente será suficiente describir con precisión el trazo de la succión, con una lista de todas las longitudes, tamaños de tuberías y válvulas.

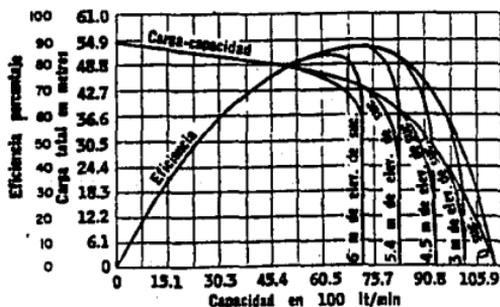


Figura 5.1. Curva de elevación de succión.

F) CONDICIONES DE DESCARGA.

La carga de descarga para las condiciones de diseño deberá fijarse entendiendo que, generalmente, está compuesta de elevación estática (o presión) y pérdidas por fricción en la tubería de descarga. Cualquier variación en la carga estática debe conocerse para determinar las cargas máxima y mínima contra las que se va a operar la bomba; en la fig. 5.2 se muestra la curva característica de carga estática, donde se observa que cuando la carga estática cambia considerablemente, la bomba puede tener que operar en un amplio margen de capacidades.

Si se especifica una carga total excesiva se tiene realmente el mismo efecto que especificando una capacidad excesiva. Puesto que una bomba centrífuga siempre operará en la intersección de su curva de carga-capacidad y la de carga del sistema, una bomba que desarrolla un exceso de carga, a menos que se estrangule artificialmente, descargará un exceso de capacidad ya que su curva de carga-capacidad cruzará la curva de carga del sistema a un flujo mayor.

Separando la carga de descarga en carga estática y de fricción, se pueden determinar cargas por fricción excesivas. Si la tubería que se va a usar es muy pequeña, la bomba necesaria y su impulsor serán más costosos de lo necesario y los gastos de operación serán más altos que si se usara el tamaño adecuado de tubería. Cuando el costo total considerado es alto y justifica un

estudio extremadamente detallado, es posible determinar el tamaño más económico de tubería, trazando la suma de amortización inicial del costo de la bomba, impulsor y tubería más el costo de operación contra los tamaños de tubería.

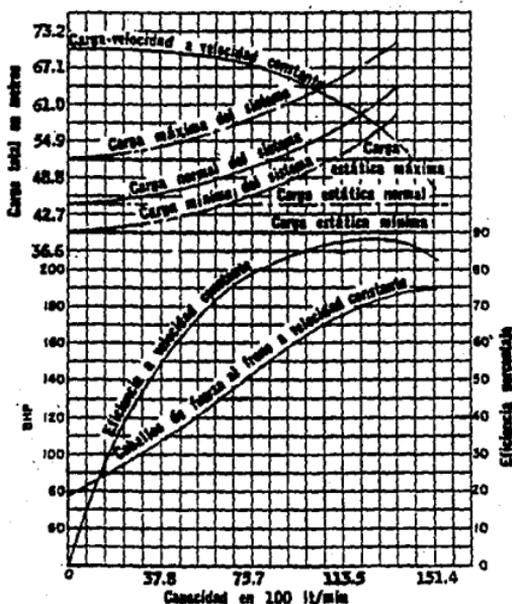


Figura 5.2. Curva de carga estática.

6) TIPO DE SERVICIO.

Como se mencionó antes, el tipo de servicio afectará el número de unidades que cubran mejor los requerimientos de capacidad. Si

el servicio es intermitente, no es necesario utilizar la bomba más eficiente disponible; la selección, generalmente se hace sobre la base de costo inicial más bajo. Una bomba destinada a servicio continuo, se deberá seleccionar por su eficiencia, efectividad y larga vida.

H) POSICION DE LA INSTALACION.

La mayoría de las bombas centrífugas son unidades horizontales, pero hay ocasiones en que las circunstancias hacen que una bomba con un eje o rotación vertical sea más conveniente, como es el caso de extracción de agua de pozos profundos. Las bombas de hélice de flujo axial y ciertas bombas de tipo de flujo mixto, frecuentemente se arreglan para operación vertical.

En este tipo de bombas la instalación es muy compacta y permite sumergir el impelente, de manera que la bomba siempre está cebada; al mismo tiempo, el motor impulsor puede montarse arriba de la bomba, a un nivel suficientemente alto, para evitar daños accidentales al impulsor si el nivel de agua sube excesivamente. Las bombas para aguas residuales, grandes y pequeñas, normalmente se instalan de esta manera.

I) CARACTERISTICAS DE LA FUERZA MOTRIZ.

Hoy en día, la mayoría de las bombas se mueven con motores eléctricos, turbinas de vapor, o motores de combustión interna.

se usan muchos otros tipos de impulsores y medios de transmisión de fuerza y su selección dependerá de la aplicación específica de la bomba y de las disponibilidades del lugar de la instalación. Una bomba centrífuga, su impulsor y su método de operación deben formar una unidad integral y ordenada.

J) ESPACIO, PESO Y LIMITACIONES DE TRANSPORTE.

En ocasiones las bombas tienen que instalarse en lugares muy estrechos; en esos casos pueden preferirse las bombas centrífugas, porque sólo necesitan una pequeña fracción del área del piso que requieren otros tipos de bombas de la misma capacidad. Una bomba que opera a la velocidad máxima compatible con las condiciones de servicio reducirá también los requerimientos de espacio.

Aunque el uso de bombas directamente conectadas, como la de la fig. 5.3, se introdujo de manera inicial por consideraciones de economía en el costo inicial, la aplicación de este tipo de bombas presenta también ventajas definidas de economía de espacio. También, en un gran número de casos, el uso de bombas horizontales con succión por el fondo, como la que se muestra en la fig. 5.4, puede simplificar considerablemente el problema de acomodo en el área y de la tubería de succión.

El peso de una bomba, por lo general, no importa, sólo cuando son unidades que van a estar en continuo movimiento o cuando el

peso ligero es un factor decisivo. por ejemplo a bordo de barcos donde es común que las instalaciones usen unidades de diseño especial de alta velocidad, operando a velocidades de 10,000 rpm generalmente movidas por turbinas.



Figura 5.3. Bomba directamente conectada.

Las facilidades disponibles para transporte deben establecerse si hay algo extraordinario acerca de ellas. Algunas veces es un largo viaje desde la fábrica en donde se construye la bomba hasta el lugar donde se necesita y las facilidades de transporte pueden ser deficientes, para la transportación en esas rutas, se deben seleccionar bombas de peso ligero, de preferencia de construcción en secciones. En otros casos una bomba debe llevarse a su destino final a través de túneles o pozos de dimensiones limitadas y la selección de la bomba debe hacerse con esas restricciones en mente. Todas esas limitaciones se deben considerar con cuidado, o una bomba totalmente terminada y transportada parte del camino, puede resultar que sea imposible

entregarla.



Figura 5.4. Bomba horizontal con succión por el fondo.

K) LOCALIZACION DE LA INSTALACION.

La localización geográfica de la instalación tiene una gran influencia en la selección apropiada de la bomba y en su mantenimiento. La elevación arriba del nivel del mar afecta a la bomba ya que hay una disminución de presión atmosférica de cerca de 8.33 cm de mercurio por cada 100 metros de elevación. Por ejemplo, si se tiene una elevación de 1220 metros, cuya presión atmosférica es 10.16 cm de mercurio o cerca de 1.37 m. menos que al nivel del mar, se está hablando de que la bomba puede manejar

1.37 m. menos de elevación de succión que al nivel del mar.

También se debe tener en consideración la localización geográfica cuando se recomiendan partes de repuesto, porque una bomba que va a operar en lugares apartados, se debe surtir con suficientes partes de repuesto para evitar la interrupción del servicio si se desgastan las partes y no se pueden sustituir rápidamente. Los alrededores próximos a una bomba afectarán su accesibilidad después de instalada. Una bomba localizada en una posición estrecha, sucia y húmeda o mal alumbrada puede ser descuidada por los operadores, no dar un servicio eficiente y puede dificultar los trabajos de inspección, desarmado y reparación.

L) REQUERIMIENTOS ESPECIALES.

Se debe considerar cualquier requerimiento especial y las preferencias del personal que va a operar el equipo de bombas, estas preferencias pueden estar basadas en un conocimiento insuficiente de los procedimientos modernos o pueden tener su origen en experiencias con bombas que operan en las mismas condiciones en las que habrá de operar la bomba nueva. Esta información puede ser valiosa para ayudar a seleccionar el equipo que dará el servicio más duradero y eficiente.

Sin embargo, los requerimientos especiales se deben limitar a la experiencia con bombas que operan en las mismas condiciones.

en vez de una lista de todas las preferencias, que pueden llevar a la adquisición de equipos muy especiales. Es preferible unidades normales a unidades especialmente fabricadas, tanto desde el punto de vista del costo original como para obtener las partes de repuesto más tarde.

También es necesario tomar en cuenta la vida probable de la instalación. Si el diseño y los materiales de construcción se seleccionan para una duración mucho mayor que la vida probable del proceso o instalación, para la que se destina el equipo, el costo original de éste estará fuera de proporción. Por ejemplo, es una decisión inadecuada comprar un equipo con una vida de 12 meses para una instalación que va durar 15 años, o de la misma forma comprar una bomba con una vida de 20 años si sólo se espera usarla por un período de 6 meses.

5.2. CONSIDERACIONES ADICIONALES PARA ABASTECIMIENTO DE AGUA POTABLE Y REMOCION DE AGUAS RESIDUALES.

En la primera parte de este capítulo se describieron una serie de factores, cuyo conocimiento es requisito indispensable para hacer un análisis inteligente de un problema de selección de equipo de bombeo que se presente y su solución; sin embargo los factores no son igualmente importantes para todos los diferentes servicios en los que se pueden clasificar las aplicaciones de las bombas. A continuación se describen los puntos más importantes que se deben examinar en cada uno de los servicios que son de

interés para este trabajo, es decir, para abastecimiento de agua potable y remoción de aguas residuales, sin olvidar los puntos anteriormente descritos y que también son de gran importancia.

A) SERVICIOS DE ABASTECIMIENTOS DE AGUA POTABLE.

Para analizar los puntos más importantes de este tipo de servicio se hará una clasificación de las diferentes características que puede adoptar este servicio y que son las siguientes:

AGUA CRUDA. ORIGEN A LA PLANTA DE TRATAMIENTO.

1. Variación de la carga de operación.- Se indica en forma de curvas de carga del sistema para cargas estáticas máximas, mínimas y normales y se deben complementar con información de la duración e importancia de las cargas máxima y mínima de bombeo.

2. Capacidad clasificada a la carga de diseño.- Cuando las condiciones locales requieren que se obtengan ciertas variaciones en capacidades con variación en la carga total, es conveniente informarse con los fabricantes de bombas si las características deseadas pueden obtenerse con velocidad constante; si no, puede ser necesario el uso de un impulsor de velocidad variable.

3. Condiciones de succión.- Se debe recopilar toda la información detallada de cómo están interrelacionadas éstas con la carga o la capacidad totales.

4. Condiciones del agua.- Es necesario identificar si hay presencia de aire o gases disueltos y materia extraña como mugre u hojas, también hay que determinar si hay contaminación con productos químicos.

5. Tipo de instalación.- independientemente de que la instalación sea horizontal o vertical se deben tener todos los datos completos sobre las condiciones locales.

AGUA TRATADA. SERVICIO DIRECTO A LAS LINEAS PRINCIPALES.

1. Capacidad clasificada a la carga de diseño .- Se deben obtener todos los datos sobre la variación de capacidad de operación, tanto para una unidad como en paralelo con otras unidades. Si la nueva o nuevas unidades van a operar en paralelo con unidades existentes, se deben obtener todas las características de esas unidades existentes.

2. Carga de clasificación.

3. Condiciones de succión.

4. Tipo de instalación (Horizontal o Vertical).

AGUA TRATADA. SERVICIO DIRECTO A LINEAS PRINCIPALES CON TUBERIA VERTICAL O DEPOSITO EN LA LINEA.

1. Capacidad a la carga de diseño. Es necesario obtener toda la información sobre la capacidad deseada a otras cargas si la carga varía con el gasto de bombeo o por otras razones.

2. Carga especificada.- Es necesario determinar en forma detallada si hay variación de carga.

3. Condiciones de succión.

4. Tipo de instalación.

AGUA TRATADA. BOMBEO A LARGA DISTANCIA POR TUBERIAS A SISTEMAS DE DISTRIBUCION O A UN DEPOSITO.

Estos sistemas necesariamente consisten de considerables cargas de fricción que varían con la capacidad, a menos que el bombeo vaya a ser a una velocidad constante a un depósito de distribución. Se deben obtener todos los datos completos del sistema con información de qué es lo que se va a realizar.

AGUA TRATADA. SERVICIOS DE ELEVACION DE PRESION.

Las bombas para servicio de elevación de presión pueden tomar agua de líneas principales a una presión casi constante y descargarla a un sistema de distribución, en el que se necesita una presión más alta, o pueden tomar agua de líneas principales cuando la presión baja de un mínimo permitido y sube la presión para el área servida por la bomba. Sin una tubería vertical en el sistema, las bombas para el primer servicio generalmente deberían tener una elevación de carga razonablemente pequeña para que el exceso de presión se mantenga a un mínimo.

Dependiendo de las condiciones locales y la inclusión de una tubería vertical, las bombas destinadas al segundo tipo de instalación pueden requerir cualquier cosa, desde una curva característica razonablemente plana a una muy inclinada de carga-capacidad. De acuerdo con todo lo anterior, al hacer la selección se debe delinear en detalle lo expuesto para la elección apropiada de las bombas que se van a usar en servicio de elevación de presión.

B) SERVICIOS DE REMOCION DE AGUAS RESIDUALES.

Para este tipo de servicio se consideran como puntos importantes los cinco siguientes factores que se mencionan:

1. Variación de la carga de operación.- Es necesario que siempre que se usen dos o más bombas, se tenga una curva que indique las características de carga-capacidad del sistema. Se deben considerar para la especificación de variación de carga, la reducción de pérdida de carga por fricción con la capacidad reducida, como resultado de un aumento de la carga estática y la inversa con aumento de capacidad que da por resultado una disminución de la carga estática.

2. Capacidad a la carga promedio o de diseño con las limitaciones, si las hay, a otras cargas.- Las restricciones innecesarias de capacidades a otras cargas que no sean las de diseño pueden requerir diseños especiales con altos costos

también innecesarios.

3. Condiciones de succión. Se debe determinar completamente como varían con la carga total, capacidad o número de unidades en servicio.

4. Tipo de instalación de la bomba (Horizontal o Vertical).- En este caso es muy importante contar con toda la información referente a los niveles de agua para seleccionar la bomba adecuada con su longitud apropiada.

5. Tamaño de los sólidos.- El tamaño máximo de los sólidos que pueden esperarse en aguas residuales es variado; por ejemplo, en drenajes domésticos es de 6.35 cm de diámetro que podrían arrastrarse en los excusados. A menos que el drenaje tenga codazo o desmenuzador, es conveniente que las bombas para aguas de albañal que están en servicio de drenaje doméstico sean capaces de pasar sólidos de 6.35 cm.

En aguas de lluvia o en combinaciones de sistemas domésticos y aguas pluviales, se pueden esperar sólidos de mayor tamaño, y si hablamos de drenajes industriales los tamaños que se manejan son aún mayores. Es común proteger las bombas, de sólidos más grandes que los que pueden pasar, con un colador de rejis antes de la bomba. Un diseño de bomba capaz de pasar sólidos muy grandes para la capacidad de que se trate no es conveniente porque fuerza a utilizar una bomba más grande, más cara y menos eficiente que si se tuviera una limitación de tamaños de sólidos más pequeños.

C) SELECCION FINAL.

En el diseño de un sistema de bombeo, uno de los principales problemas con que se enfrenta el ingeniero diseñador es el de seleccionar la clase, tipo, capacidad, columna y detalles de la bomba o bombas que habrán de usarse en un sistema. Hay tal variedad de bombas útiles y tantas aplicaciones posibles para cada una de ellas que generalmente es difícil enmarcar la elección a una unidad específica.

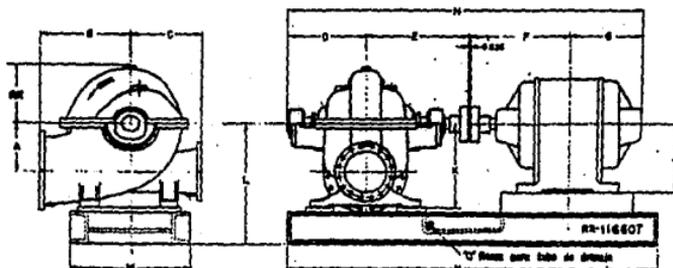
Las bombas se pueden elegir usando alguno de los siguientes tres métodos: 1) el cliente suministra detalles completos a uno o más fabricantes, de las condiciones de bombeo y pide una recomendación y oferta de las unidades que parezcan más apropiadas para la aplicación; 2) el comprador efectúa un cálculo completo del sistema de bombeo procediendo luego a elegir la unidad más adecuada de catálogos y gráficas de características, o 3) se usa una combinación de estos dos métodos para llegar a la selección final.

Independientemente del método de selección que se utilice, el ingeniero encargado del diseño del sistema de bombeo debe tener un conocimiento completo del problema de bombeo, para que no parezca que se le releva de responsabilidad, como parece al usar el primer método, pues de todas formas hay que hacer un evaluación y comparación de las recomendaciones y ofertas que hacen los fabricantes.

La mayor parte de los fabricantes combinan su recomendación y proposición en una propuesta que incluye la siguiente información: número de modelo de la bomba, clase, tipo, construcción, materiales, tipo de motor, curvas de operación, precio, tiempo de entrega y disposiciones legales como garantía, condiciones de pago, etc. También se incluye un dibujo o ilustración esquemática de la bomba, como el que se aprecia en la fig. 5.5, y un catálogo si la bomba no necesita que sea especialmente construida. Para evaluar la propuesta del fabricante es necesario revisar todos los factores tomados en cuenta para elegir una bomba para un determinado grupo de condiciones hidráulicas, estos factores se han analizado en este capítulo.

A manera de resumen, se puede decir que básicamente hay cinco pasos en la selección de cualquier tipo de bomba, independientemente de que sea grande o pequeña, centrífuga, recíproca o rotatoria; estos pasos son: 1) realización de un diagrama de la disposición de bomba y tuberías, 2) determinación de la capacidad, 3) cálculo de la columna total, 4) estudio de las condiciones del líquido, y 5) elección de la clase y tipo de bomba. Además, la ingeniería económica dice que la bomba elegida debe ser aquella que suministra el costo mínimo por litro bombeado a lo largo de toda la vida útil de la unidad.

ROTACION CONTRARIA A LAS MANDIBLAS DEL RELAJE
DETERMINADA DESDE EL LADO DE LA BOMBA



Modelo	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O	P	Q	R	S	T	U	V	W	X	Y	Z	
10 L3-15	35.4	38.8	21.7	23.3	48.8	38.8	47.6	88.4	10.8	128.0	38.8	48.8	47.3	21.0	38.8	1.0	38.8										
10 L3-20	35.4	38.8	23.8	25.4	48.8	47.6	74.2	74.2	38.8	128.0	48.8	47.3	21.0	38.8	1.8	48.8											
10 L3-27	35.4	48.8	28.2	28.2	48.8	48.8	72.2	72.2	38.8	128.0	48.8	48.8	21.0	38.8	1.0	38.8											
10 L3-41	35.4	48.8	31.7	31.7	48.8	48.8	74.2	74.2	38.8	128.0	48.8	48.8	21.0	38.8	1.0	38.8											
10 L3-48	35.4	48.8	35.2	35.2	48.8	48.8	74.2	74.2	38.8	128.0	48.8	48.8	21.0	38.8	1.0	38.8											

CONSTRUCCIONES DE BOMBAS (en mm)						
Modelo	A	B	C	D	E	F
10 L3-15	35.4	38.8	21.7	23.3	48.8	38.8
10 L3-20	35.4	38.8	23.8	25.4	48.8	47.6
10 L3-27	35.4	48.8	28.2	28.2	48.8	48.8
10 L3-41	35.4	48.8	31.7	31.7	48.8	48.8
10 L3-48	35.4	48.8	35.2	35.2	48.8	48.8

* SALO aproximado dependiendo del tamaño del motor.

Figura 5.5. Plano de corte típico de una bomba.

CAPITULO VI

OPERACION Y CONSERVACION

6.1. OPERACION.

La buena selección de un equipo de bombeo da la seguridad de una buena operación, que a su vez se traduce en economía y duración del sistema, reduciendo los problemas de operación y aligerando los trabajos de mantenimiento del equipo.

Independientemente de si se trata de una bomba centrífuga, rotatoria o reciprocante, los elementos de instalación tales como la carga, capacidad, líquido a manejar, tuberías y sus accesorios y motores, tienen en la práctica los mismos problemas de operación y mantenimiento. Por lo tanto, las condiciones de succión, descargas y demás aspectos comunes, se analizan en forma general, sin tener que especificar el tipo de bomba hasta que ello sea necesario.

Antes de empezar a describir las principales acciones a realizar durante la operación de un equipo de bombeo, es muy importante hacer notar que es necesario conocer bien los distintos términos usados en el bombeo, y que se mencionaron en los capítulos II y III.

A) OPERACION DE BOMBAS EN SERIE O EN PARALELO.

Cuando en un sistema de bombeo se presenta el caso en que haya la necesidad de variar la carga o el gasto, se recurre al uso de bombas en serie o en paralelo. Para bombas en serie, el rendimiento requerido se obtiene agregando las cargas de cada una de las bombas a usar a la misma capacidad; si las bombas operan en paralelo, se agregan las capacidades de cada bomba a emplear para la misma carga. Lo anterior se observa en la fig. 6.1.

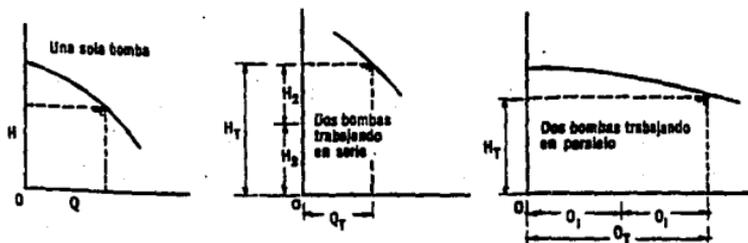


Figura 6.1. Operación de bombas en serie y en paralelo.

En la fig. 6.2 se observa que al superponer la curva de carga del sistema sobre las de funcionamiento de una sola bomba y de dos bombas trabajando en paralelo, se aprecian claramente los gastos que se pueden obtener y las cargas a que se trabajará cada bomba.

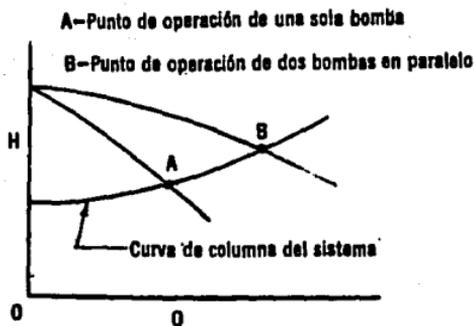


Figura 6.2. Curva de carga del sistema y curvas de comportamiento de las bombas.

B) CAVITACION.

Cualquier tipo de bomba, ya sea centrífuga, rotatoria o recíproca, puede sufrir cavitación. Este fenómeno, que se analizó en el tercer capítulo, ocurre en algunos casos de bombeo y ocasiona vibraciones y ruidos así como picaduras en los impulsores de las bombas. La cavitación puede producir una reducción en la eficiencia de la bomba y su desgaste moderado si es leve, pero también puede dañar la bomba severamente si es muy fuerte. Se sabe que una bomba tiene cavitación cuando tiene ruido excesivo y vibraciones muy fuertes, aun cuando se haya comprobado su perfecta nivelación; estos síntomas son indicios de cavitación peligrosa y en tal caso no se debe poner en servicio a ninguna bomba.

Para que no haya cavitación por ejemplo, en las bombas centrífugas, se recomienda que se evite lo siguiente:

1) Cargas mucho más bajas que la carga de máxima eficiencia de la bomba.

2) Capacidad mucho mayor que la capacidad de máxima eficiencia de la bomba.

3) Elevación de succión mayor o carga positiva menor que la recomendada por el fabricante.

4) Temperaturas del líquido mayores a las de diseño u originales del sistema.

5) Velocidades más altas que las recomendadas por el fabricante.

Si la bomba es del tipo de impulsor se deben evitar:

1) Cargas mucho mayores que las de máxima eficiencia de la bomba.

2) Capacidad mucho menor que la capacidad de máxima eficiencia de la bomba, y los puntos 3, 4 y 5 que se recomiendan para las bombas centrífugas comunes.

C) CEBADO DE LA BOMBA.

Cebado una bomba significa sustituir el aire, gas o vapor que se encuentre en la bomba y sus tuberías, por agua o en su caso el líquido que vaya a ser bombeado. El cebado puede hacerse manual o automáticamente.

Las bombas de desplazamiento positivo tipo rotatorio o reciprocante son, normalmente, autocebantes, si su diseño incluye un buen sellado, podrán extraer aire de lado de succión sin dificultad, puesto que este tipo de bombas manejan muy bien tanto el aire como el líquido. Si estos tipos de bombas están en buenas condiciones, pueden dar una elevación de succión hasta de 8.30 m, pero deben cebarse cuando se tienen líneas de succión largas, elevaciones altas o condiciones que requieran una presión de succión distinta de la que pueda proporcionar la bomba.

Con las bombas centrífugas no pasa lo mismo, estas bombea aire a la misma altura, en metros, que lo pueden hacer con un líquido, sin embargo, y debido a que el peso del aire es bajo cuando se le bombea, la presión de succión es muy pequeña, esto es, el vacío que se produce en el lado de la succión, en metros de agua, es muy bajo, por ejemplo, si una bomba centrífuga trabajando a su velocidad normal, desarrolla una carga de 60 m cuando maneja agua, la misma desarrollará una carga de 60 m si maneja aire, pero una carga de 60 m de aire equivale a un vacío de cerca de 8 cm de agua, que es insuficiente para producir el cebado de la bomba. Por lo tanto es necesario cebar una bomba centrífuga antes de ponerla en marcha.

En la práctica se presentan dos casos generales en el problema de cebado de una bomba: cuando se tiene una carga de succión positiva, es decir, el nivel del líquido a bombear está

arriba del eje de la bomba, y cuando el nivel del líquido se encuentra abajo de dicho eje.

En el primer caso, cuando la bomba se pone por primera vez en servicio, o después de él, la tubería de la bomba y esta misma pueden estar llenas de aire. A menos que la presión de succión sea lo suficientemente alta para desalojar el aire del interior de la bomba, ésta no estará cebada; por lo tanto, es necesario proveer medios adecuados, como válvulas de purga, para expulsar el aire atrapado en el sistema de bombeo. En el segundo caso, el nivel de succión se encuentra abajo del eje de la bomba (caso más común), el aire debe ser sustituido por agua mediante el sistema de cebado que sea el más adecuado para cada instalación.

Se han desarrollado algunos sistemas de cebado controlados automáticamente, el equipo provisto por uno de estos se llama "bomba automáticamente cebada". La mayor parte de estos equipos usan una bomba de vacío, tipo rotatoria, que puede ir directamente acoplada a la misma flecha del motor de la bomba a cebar o acoplada a un motor separado. Esta bomba rotatoria tiene su succión conectada a la succión de la bomba a cebar y su descarga al cuerpo de sus impulsores.

En el caso de una bomba de vacío directamente acoplada, unos controles abren su línea de succión a la atmósfera cuando la bomba principal está operando, para que la bomba de vacío trabaje descargada. Si la bomba de vacío tiene un motor por separado, los

controles lo paran cuando la bomba principal ha sido cebada. Existen varios sistemas de cebado auxiliar, algunos de los cuales se muestran en la fig. 6.3, y que se describen a continuación.

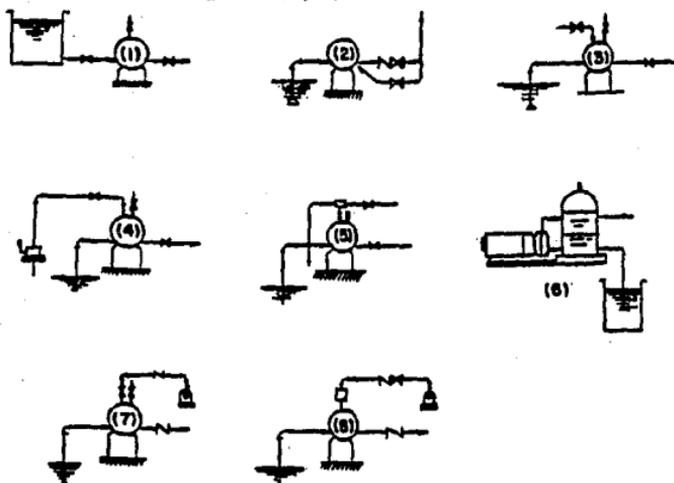


Figura 6.3. Distintos tipos de cebado auxiliar.

(1) Una succión sumergida de compuerta de succión, permite que el líquido de entrada empuje el aire fuera de la carcasa.

(2) El paso lateral que puentea la válvula checkadora de descarga, usa el mismo líquido de la línea de descarga para cebar la bomba.

(3) Aquí se muestra el uso de la válvula de pis. Esta cierra cuando se deja de bombear e impide que se descargue la succión. Se puede usar una fuente de líquido auxiliar.

(4) Una bomba auxiliar extrae el aire de la carcaza de la bomba principal para efectuar el cebado de la misma.

(5) Un eyector extrae el aire de la carcaza para cebar la bomba principal.

(6) Un tanque de cebado que contenga una cantidad suficiente de líquido para establecer el flujo a través de la bomba en el momento del arranque.

(7) y (8) Se usan bombas de vacío para cebar la bomba. Estas se pueden controlar en forma manual o automática.

El mantenimiento de estos dispositivos se reduce a una inspección periódica de sus partes, a fin de evitar las fugas entre uniones

D) ARRANQUE DE LA BOMBA.

Antes de arrancar una bomba se deben verificar las condiciones de succión, ver si la bomba está provista de un colador o pichancha y asegurar que no está obstruida. Estas precauciones se toman sólo cuando la bomba trabaja por primera vez. Es necesario cebar las bombas centrífugas o bombas rotatorias que se van a arrancar por primera vez; en el caso de las últimas, es necesario llenar la parte inferior de la carcaza con agua para que queden cebadas. Una vez que se haya inspeccionado el equipo auxiliar de la bomba, efectuado el cebado correcto si lo necesita y verificado sus condiciones normales de

succión, se puede arrancar la bomba.

Una bomba centrífuga se puede poner en marcha con la válvula de descarga abierta o cerrada; si la válvula está cerrada, el agua dentro de la carcasa de la bomba circulará en circuito cerrado; no así en las bombas de desplazamiento positivo, rotatorias o reciprocantes, que cuando tienen una obstrucción en la descarga sufren fuertes daños, pues desarrollan una gran presión que requiere alta potencia.

Normalmente en las descargas de las bombas de desplazamiento positivo, las válvulas de obstrucción tales como las de compuerta, no se instalan a menos que se requiera regular un gasto o puentear; por lo regular, sólo se instalan válvulas del tipo checadora; pero en caso de que se tengan válvulas de compuerta en las descargas de este tipo de bombas, se debe verificar que estén completamente abiertas antes de arrancar la bomba.

Según el tipo de lubricación que se use en una bomba y sus accesorios, antes de arrancarla se debe proceder a inspeccionar aceiteras, graseras y tanques de agua para prelubricación; en caso de que la bomba sea de flecha vertical con columna más o menos larga, se deberá dejar correr el lubricante por algún tiempo para asegurar que las chumaceras queden bien bañadas de aceite o agua, según el caso. Si el lubricante usado es graso,

basta con verificar que no falte en el sistema lubricador.

En su mayoría, las bombas son propulsadas por motor eléctrico ya sea del tipo síncrono o asíncrono. Si el voltaje aplicado, el número de fases, ciclaje, alimentación y medio de arranque han sido bien seleccionados y el motor es del tamaño correcto para los HP requeridos, el arranque del motor no presentará problemas. Hoy en día los arrancadores se construyen en tal forma que la operación de arranque-parada es sumamente sencilla. Sin embargo, deben tenerse en cuenta algunas consideraciones para efectuar arranques correctamente. Los motores pueden arrancarse directamente sobre la línea (tensión plena) o a voltaje reducido a través de resistencias, reactores o autotransformadores.

El método de voltaje pleno es el más sencillo y económico para el arranque de motores eléctricos; además los motores modernos están diseñados no sólo para soportar el arranque a voltaje pleno, sino también la alta corriente de arranque. Normalmente la capacidad de la fuente de suministro es la que limita el uso del arranque a voltaje pleno a través de la línea. Los sistemas más usuales en bombeo para arranque a voltaje reducido son por resistencia y por autotransformador de transmisión cerrada.

El primer tipo emplea una resistencia en serie con la línea; la caída de voltaje a través de la resistencia produce un voltaje reducido en el motor. La corriente de arranque se reduce en

proporción directa a la reducción del voltaje. En los del tipo de autotransformador se tiene la ventaja de que el motor, durante el arranque, toma menos corriente de la línea para una reducción de voltaje dada. Independientemente del tipo de arrancador a tensión reducida, se debe procurar obtener el máximo par de arranque por ampere entregado por la línea.

Las partes que se desgastan más rápidamente en un arrancador de cualquier tipo son los contactores que abren y cierran el circuito de alimentación del motor a la línea. Estos varían de acuerdo con la capacidad y el voltaje de operación y pueden ser de los que funcionan en aire o en aceite; cualquiera que sea el tipo es necesario inspeccionarlos periódicamente y limpiar de carbonización o grumos las superficies de contacto para evitar flameos, las superficies siempre deben de hacer buen contacto, por lo que deben estar siempre bien alineadas. Los elementos térmicos de protección por sobrecarga deben siempre ajustarse a los tamaños requeridos por el motor, para lo cual el fabricante recomienda los valores adecuados que nunca deben cambiarse sin consultarlo.

E) PARADA DE LA BOMBA.

En la práctica, el paro de una bomba puede analizarse en dos casos generales: paro controlado y paro imprevisto. En el primer caso, y según sea el tipo de instalación, primero se debe procurar que, por medio de las válvulas de compuerta o de otro

tipo que se encuentren en la descarga, se eviten las presiones por regreso del líquido que se pueden producir al parar la bomba, este fenómeno es conocido como golpe de ariete y se analizó en el tercer capítulo. Este se evita cerrando las válvulas de compuerta antes de parar la bomba, en el caso de bombas centrifugas.

En las instalaciones donde se tiene una carga en la descarga de la bomba, se usa una válvula checadora para detener el regreso del líquido por la tubería de descarga, ya sea debido a elevación o por la acción de otras unidades que estén operando sobre un múltiple de descarga. Estas válvulas checadoras pueden ser de cierre rápido o cierre lento, y deben mantenerse siempre en buen estado.

El verdadero problema se presenta cuando una bomba sufre un paro imprevisto. Si está conectada a un sistema de tubería cerrada, cuando el líquido sufre el cambio brusco de velocidad se presenta el golpe de ariete que, debido a la elevación rápida de presión, puede ocasionar graves desperfectos. Para evitar los efectos destructores del golpe de ariete se recurre a medios que reducen la presión desarrollada durante el impulso del flujo del líquido.

Los medios más comunes son: 1) cerrar lentamente la válvula de impulsión, como se mencionó anteriormente; 2) escoger el diámetro de la tubería de impulsión grande, para que la velocidad en la tubería sea pequeña; 3) instalar la bomba con un volante

que en caso de corte de la corriente reduzca lentamente la velocidad del motor y por consiguiente la velocidad del agua en la tubería; 4) inyectar aire con un compresor para producir un muelle elástico durante la sobrepresión; 5) utilizar uno de los esquemas de la fig. 6.4, en los cuales el caso (a) es un By-pass a través de una válvula de seguridad, el (b) una cámara de aire con válvula amortiguadora, y (c) una chimenea de equilibrio.

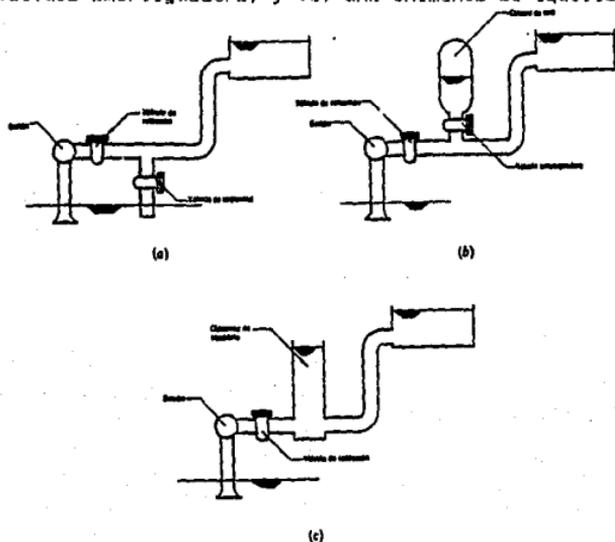
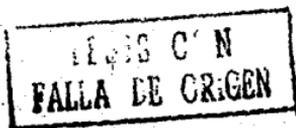


Figura 6.4. Tres métodos para el golpe de ariete en una bomba.

6.2. PROBLEMAS DE OPERACION.

La operación de una bomba puede afectarse por dificultades hidráulicas o mecánicas. Las dificultades hidráulicas pueden



hacer que una bomba falle hasta no descargar nada de agua, o la bomba puede descargar una cantidad insuficiente, desarrollar presión insuficiente, perder su cebado antes de arrancar, o consumir energía excesiva. Las dificultades mecánicas pueden aparecer en los estóperos y cojinetes, o producir vibración, ruido o sobrecalentamiento de la bomba.

Es importante tener en cuenta que frecuentemente hay una interrelación entre estas dos dificultades; por ejemplo, un aumento de desgaste en los espacios libres móviles se debe clasificar como una falla mecánica, pero dará como resultado una disminución de la capacidad neta de la bomba (dificultad hidráulica), sin que se origine necesariamente una vibración excesiva o colapso mecánico. De acuerdo con lo anterior, la tabla 6.1 clasifica los principales síntomas que presentan las bombas en operación y sus posibles causas, lo que es una gran ventaja para hacer un diagnóstico preliminar y encontrar la solución a un problema dado.

Sistema	Causas posibles	Cure	
La bomba no descarga agua	1, 2, 3, 4, 6, 11, 14, 16, 17, 23, 33*	1. No está cebada la bomba 2. Bomba o tubería de succión no completamente llena de agua 3. Elevación de succión muy alta 4. Manguera flojamente entre la presión de succión y la presión de vapor 5. Cantidad excesiva de aire que va en el líquido 6. Salto de aire en la línea de succión 7. Entrada de aire a la línea de succión 8. Entrada de aire a la bomba por los empujones 9. Válvula de pin muy abierta 10. Válvula de pin parcialmente abierta 11. Excesivamente insuflante del tubo de entrada de succión 12. Tubería del salto de agua tapada 13. Junta de sello incompletamente sellada en el acople, o bienada que el líquido saliente entre el acople para forzar el sello	Diferenciales en la succión
Capacidad de descarga insuficiente	2, 3, 4, 5, 7, 8, 9, 10, 11, 14, 17, 26, 28, 33, 35, 36, 31	14. Velocidad muy baja 15. Velocidad muy alta 16. Operación de succión invertida 17. Carga total del sistema más alta que la carga de diseño de la bomba 18. Carga total del sistema más baja que la carga de diseño de la bomba 19. Pico superficial del líquido diferente al del diseño 20. Viscosidad del líquido distinta a la que se usó para el diseño	
Presión anormalmente insuficiente	2, 14, 16, 17, 20, 23, 25, 30, 31	21. Operación a capacidad muy baja 22. Operación anormalmente de bombear en paralelo para esa operación	
La bomba pierde el cebado después de arrancar	2, 3, 5, 6, 7, 8, 11, 12, 13	23. Cuerpos extraños en el líquido 24. Desajustes 25. Conexiones no rígidas 26. Fluido delgado 27. Pico superficial que resta en una parte anormalmente 28. Colinas primarias 29. Anillos de fricción gastados 30. Impulsos débiles 31. Junta de la cámara de bombear permitiendo escape de líquido	
La bomba requiere fuerza excesiva	15, 16, 17, 18, 19, 20, 23, 24, 26, 27, 28, 33, 34, 37	32. Fluido a temperatura de bombeo demasiado alta 33. Tipo incorrecto de empujones para las condiciones de operación 34. Fluido que opera demasiado por viscosidad gastada o por desajustes 35. Motor demasiado que causa vibración 36. Fraccionamiento muy pequeño que da por resultado que no fluye líquido para balancear la temperatura 37. Falta de alineamiento de líneas de conducción a empujones malcebados por agua 38. Espesor del sello excesivo en el fondo del empujón como la Leche y la válvula, haciendo que se fuerce la temperatura al interior de la bomba 39. Algas o tierra en el líquido coladas que obstruyen que se fure la bomba o el empujón 40. Tubería excesiva cuando por una falla localizada dentro de la bomba o por falta del dispositivo de balanceo hidrostático de la ley 41. Cantidad excesiva de gases o aceite en la caja de un conjunto sellado o falta de mantenimiento que cause un aumento más en el sellado 42. Falta de lubricación 43. Insuficiente lubricación de conjunto sellado (tanto durante el arranque, momento importante de esfuerzos de bombas en flujos de bombeo disminuyen como por) 44. Motor que corre a las revoluciones 45. Obstrucción de tuberías de salida y entrada de agua a la caja 46. Excesivamente excesiva de esfuerzos debidos con agua, dando por resultado la condensación de la humedad de la atmósfera en la caja de los sellos	Diferenciales en el diseño
El empujón dura poco	15, 16, 24, 26, 28, 33, 34, 35, 36, 37, 38, 39, 40		
La bomba vibra o hace ruido	2, 3, 5, 6, 8, 10, 11, 23, 24, 25, 26, 27, 28, 30, 33, 34, 41, 42, 43, 44, 45, 46, 47		
Los sellos no tienen vida correcta	24, 26, 27, 28, 33, 34, 41, 42, 43, 44, 45, 46, 47		
La bomba se sobrecalienta y se pega	1, 4, 21, 23, 24, 27, 28, 33, 35, 41		Diferenciales mecánicas

Tabla 6.1. Cuadro de comparación para encontrar causas que originan fallas en las bombas.

A continuación se analizarán algunos de los problemas más comunes que se presentan durante la operación de un equipo de bombeo y cuya causa se puede pronosticar y evitar con lo visto en la primera sección de este capítulo.

A) RUIDO EN LA BOMBA.

Si una bomba produce un ruido de crepitación, el motivo de la falla posiblemente se encuentra en la succión de la bomba; este tipo de ruido generalmente se asocia con la cavitación, este diagnóstico puede verificarse. Por ejemplo, estrangulando la descarga de la bomba se reducirá la capacidad de la bomba y posiblemente se restablezca la operación de ella a un campo en el que se cuente con suficiente CNSP en la succión de la bomba; si este paso elimina el ruido de crepitación, el diagnóstico es correcto, y las medidas a tomar serán ya sea en aumentar la CNSP para las condiciones normales de capacidad de operación, o en cambiar el impulsor existente por uno que pueda operar con las condiciones existentes de CNSP si no se pueden alterar.

Un ruido de resonancia sordo y prolongado en los conductos de descarga, generalmente es debido a la operación de la bomba con capacidad de carga parcial cuando la bomba no es apropiada hidráulicamente para esa operación, o por operar la bomba con capacidades muy excesivas de aquellas para las que fue diseñada.

El golpe de ariete es causado por un cambio repentino de la velocidad del flujo de una columna de líquido y, en general, es serio sólo cuando intervienen líneas largas de tubería. Una precaución adicional para el control del golpe de ariete debe proveerse en instalaciones en las que la presión resultante debido a este fenómeno puede llegar a un nivel peligroso, en la primera parte de este capítulo se vieron algunos métodos para prevenir este fenómeno.

B) ENTRADA DE AIRE A UNA BOMBA.

El aire puede entrar a una bomba, por ejemplo en una bomba centrífuga, por los estoperos, abajo de los manguitos de la flecha, por la tubería de succión que puede no ser totalmente hermética, o por la misma agua que maneja la bomba que puede estar saturada con aire y este se desprenda en el interior de la bomba.

Si hay presencia de aire en el interior de una bomba que operaba satisfactoriamente con descarga completa, ésta perderá algunas veces su succión cuando se estrangule a un gasto de descarga más bajo. Con la capacidad total de descarga, las velocidades en la cubierta de la bomba son suficientemente altas para arrastrar el aire hasta la tubería de descarga, purgando así constantemente el aire de la cubierta de la bomba. Cuando se reduce la capacidad, las velocidades más bajas son insuficientes para llevar el aire hasta la descarga, este aire se acumula en la

parte central del impulsor y no le permite escapar el anillo de agua que expulsa el impulsor, cuya habilidad para generar la carga total se reduce por la presencia de aire en su porción central; este aire eventualmente evita la acción del bombeo aún más y la bomba pierde su cebado.

Otro síntoma que indica entrada de aire a la bomba, es cuando ésta puede descargar su capacidad normal especificada cuando se arranca, pero gradualmente disminuye hasta que maneja sólo una fracción de su flujo nominal. El aire se acumula dentro de la bomba y va reduciendo la capacidad efectiva. Es posible verificar este problema después de parar la bomba, permitiendo que el aire suba a la parte superior de la cubierta y de las volutas de succión. Si la bomba trabaja con carga de succión, abriendo las purgas de la cubierta y de la succión a la atmósfera saldrá el aire y la capacidad de la bomba se restablecerá cuando se vuelva a arrancar. Si la bomba opera con elevación de succión, al abrir los escapes es obvio que no se volverá a cebar la bomba y deberá cebarse por los medios ordinarios que se usen para este fin.

C) PROBLEMAS EN EL SISTEMA.

Algunas dificultades de un sistema de bombeo son relativamente fáciles de corregir. Por ejemplo, si las terminales del motor están conectadas incorrectamente, la bomba girará en sentido contrario. Tan pronto como se diagnostica esta condición, se pueden cambiar las terminales del motor invirtiéndolas y queda

lista la instalación para una operación correcta. Cuando una bomba se opera en dirección contraria, su característica de funcionamiento es completamente anormal y altamente ineficiente.

El motor de una bomba que se instala por vez primera debe verificarse con respecto a su rotación correcta cuando el motor éste desconectado de la bomba; esto es importante particularmente en las bombas turbinas verticales y para otras bombas que tienen secciones de flecha unidas por acoplamientos atornillados; con esta clase de flechas, la rotación incorrecta, aun para prueba, ocasionará que uno o más acoplamientos se desatornillen y que se requiera sacar la bomba para reconectar la junta; también podrían resultar dañadas algunas partes más de la bomba.

A veces la válvula de retención o de una dirección, que se usa para evitar el flujo en sentido inverso en una bomba cuando ésta se encuentra parada, deja de funcionar y queda abierta; si ocurre esta falla, hay un flujo en reversa del agua a través de la carcasa o cubierta de la bomba convirtiéndola en una turbina hidráulica, y si el impulsor motriz no trabaja como freno, la bomba opera en dirección contraria a la velocidad de embalamiento de la bomba. Esta velocidad depende de dos factores: el tipo de bomba y la carga neta disponible.

Con una carga neta efectiva igual a la carga de bombeo de diseño, la velocidad de embalamiento, cuando ocurre la falla de la válvula, varía de un máximo de aproximadamente 175% de la

velocidad especificada con bombas de tipo de hélice de velocidad específica alta y carga baja, hasta todavía menos de la velocidad especificada en bombas de tipo de alta carga y velocidad específica baja. Así, cuando ocurre un flujo inverso, la carga neta, que ahora es la carga estática menos la carga de fricción, es generalmente mucho menor que la carga normal de la tubería (que es carga estática más carga de fricción). Esta carga neta disponible más baja al momento del flujo inverso hace que la velocidad de embalamiento tenga un valor más bajo del que resultaría con una carga neta en flujo inverso igual a la carga de diseño.

Una rotura en la línea de descarga de una bomba no es una causa frecuente de problemas, si la rotura de la línea de descarga ocurre cerca de la bomba, ésta operará contra una carga muy baja y, como consecuencia, descargará casi su capacidad máxima. En algunas instalaciones, esta capacidad producirá una sobrecarga peligrosa en el impulsor, si la rotura ocurre a cierta distancia de la bomba puede entrar en juego un componente de fricción más grande, especialmente si la porción estática de la carga total es baja, y la capacidad de la bomba se limitará.

D) MATERIA EXTRAÑA EN LA BOMBA.

La presencia de materia extraña en el impulsor o carcasa de la bomba puede acarrear problemas serios y debe evitarse, a menos que la bomba este especialmente diseñada para manejar ese

material, como por ejemplo las bombas que se utilizan en la remoción de aguas residuales y que pueden manejar ciertos tamaños de sólidos. Siempre se deben de colocar coladeras o cedazos en la línea de succión si se espera que haya materia extraña en el agua manejada por la bomba.

Aún en operación normal sin probabilidad de que haya materia extraña, gotas de soldadura, pernos, tuercas y otros objetos pueden entrar a la succión de la bomba, en las primeras etapas de la operación porque se puede conectar la bomba sin tener el cuidado de soplar la tubería de succión. Por esto, se deben usar siempre cedazos temporales en todas las instalaciones de bombas y, después de que la bomba ha estado en operación correcta durante algún tiempo, pueden estos cedazos ser retirados.

Si se da el caso en que se atasca completamente el ojo de succión de un lado de un impulsor de doble admisión, la capacidad de la bomba se reduce aproximadamente a la mitad. El bloqueo completo de un lado no impone una carga excesiva en el cojinete de empuje porque hay muy poca diferencia de presión en las dos áreas del ojo; un bloqueo parcial de uno o ambos lados con frecuencia es la causa de que el rotor se salga de balance y puede imponer una carga adicional a los cojinetes.

6.3. MANTENIMIENTO.

Debido a la gran variedad de bombas, en tipos, tamaños, partes y diseños, la descripción del mantenimiento de éstas se debe enfocar a los tipos más comunes de bombas. En el caso de este trabajo, y de acuerdo a sus fines, en esta sección se dará una descripción del mantenimiento para bombas centrífugas, pues son las de uso más común en abastecimiento de agua potable y remoción de aguas residuales, sin dejar de mencionar que gran parte de estas recomendaciones se pueden aplicar a cualquier tipo de bomba.

A) INSTRUCTIVOS DEL FABRICANTE.

Los fabricantes de bombas dan una serie de instructivos que deben ser estudiados con cuidado, antes de intentar dar servicio a una determinada bomba, por el personal de mantenimiento; éste deberá tener los conocimientos necesarios, dependiendo de las demandas y lo complejo del sistema de bombeo, para el cuidado de las bombas instaladas. En la mayoría de los casos basta con la información completa que se da en el instructivo sobre la construcción mecánica.

Por lo general, el personal de mantenimiento sólo necesita saber las condiciones especificadas para el servicio, que normalmente se dan en la placa que tiene la bomba. En ocasiones se necesita información más completa sobre las características de

la bomba, para proponer inspecciones y mantenimiento más adecuados; en estos casos se requiere una curva de funcionamiento de la bomba y, si no está incluida en el manual de instrucciones, se deberá obtener del fabricante de la bomba.

B) LUGAR DE LAS REPARACIONES.

Los problemas de mantenimiento del equipo de bombeo varían de sencillos a complicados; el tipo de servicio para el que la bomba está destinada, la construcción general de ella, lo complejo de las reparaciones que se requieran, las facilidades disponibles en el lugar, y otros factores entran en la decisión de si las reparaciones necesarias se ejecutan en la instalación de la bomba o en la planta del fabricante de la misma.

A veces, cuando se cuenta con equipo de bombeo auxiliar, una bomba que requiere reparación se manda a la planta del fabricante para ser reparada; de otra forma, las reparaciones se hacen en el lugar con los mecánicos que trabajan en la instalación. Cuando la reparación se necesita más rápido, los ingenieros de servicio del fabricante de la bomba hacen la reparación en el lugar donde está instalada.

C) INSPECCION DIARIA.

Las instalaciones de las bombas se deben inspeccionar diariamente, y el encargado debe reportar inmediatamente

cualquier irregularidad en la operación de la bomba; por ejemplo, un cambio de sonido en la bomba cuando está trabajando o un cambio repentino de temperatura en los cojinetes. Si la bomba está equipada con chumaceras aceitadas con anillos, el funcionamiento apropiado de estos anillos de aceite se debe de verificar también diariamente, así como el escurrimiento de los estoperos para ver si es suficiente para proporcionar enfriamiento y lubricación a los empaques pero no excesivo y con desperdicio.

Los equipos de medición, como manómetros e indicadores de flujo, si están instalados, se deben también revisar diario para su correcta operación. Los instrumentos registradores, si se cuenta con ellos, se deben verificar todos los días para asegurarse de que la capacidad de salida, presión o consumo de corriente no indican que algo necesita atención.

D) INSPECCIONES SEMESTRAL Y ANUAL.

Es recomendable que se realicen inspecciones semestrales programadas, mucho más detalladas que las diarias, para dar mantenimiento al equipo de bombeo. En estas inspecciones se deben limpiar y aceitar los pernos y tuercas del prensaestopas, revisar los empaques para determinar si necesitan reponerse; se debe verificar y corregirse, si es necesario, el alineamiento de la bomba y del impulsor. Los cojinetes lubricados con aceite se deben vaciar, escurrir y rellenar de nuevo; los que son

lubricados con grasa se deben inspeccionar para ver si tienen la cantidad correcta y si todavía es de consistencia adecuada.

Las bombas centrífugas se deben inspeccionar muy cuidadosamente una vez al año. Además de la inspección semestral, se deben desmontar los cojinetes, limpiarlos y examinar si tienen defectos; inmediatamente después se deben cubrir con una capa de aceite o grasa para evitar que les entre la mugre o la humedad. Los manguitos de la flecha, o la flecha si no se usan manguitos, se deben examinar para ver si hay desgaste. Las tuberías de drenaje, de agua de sello y en general todas, se deben revisar y soplarse para su correcta operación.

Si se tienen disponibles dispositivos e instrumentos de medición, éstos deberán recalibrarse y hacer una prueba para determinar si se obtiene un funcionamiento correcto. Si se hacen reparaciones internas se debe probar nuevamente la bomba al terminar la reparación.

E) RECONSTRUCCION COMPLETA DE UNA BOMBA.

No es fácil establecer una regla general para determinar la frecuencia apropiada de las reparaciones generales. El tipo del servicio para el que se destina la bomba, su construcción general, el líquido manejado, los materiales usados, el tiempo promedio de operación de la bomba, y la cuantificación de los costos de reconstrucción contra los posibles ahorros de fuerza

por la renovación de los espacios libres, todos entran en la decisión de la frecuencia de las reparaciones generales.

La mayoría de los diseñadores de bombas y los especialistas consideran que una bomba centrífuga no necesita abrirse para inspeccionarla, a menos que dos tipos de evidencias, la de hecho y la circunstancial, indiquen que es necesaria la reconstrucción. La evidencia de hecho se presenta cuando hay una declinación en el funcionamiento de la bomba, ruido o temperatura excesiva de los cojinetes, sobrecarga del impulsor o dificultades similares.

La evidencia circunstancial se refiere a los datos acumulados por la experiencia obtenida con anterioridad, ya sea con la bomba en cuestión o con un equipo similar en servicio igual. Por ejemplo, las bombas en servicios severos que han requerido reconstrucción a intervalos de tres meses pueden sustituirse por unidades mejor construidas o más fuertes; sin embargo, hasta que el nuevo equipo se ha probado y se ha establecido un tipo nuevo de experiencia, la bomba deberá ser abierta al final de tres meses para valorar el efecto de la nueva construcción o de los nuevos materiales.

Se debe establecer un programa para pruebas completas frecuentes de la unidad de bombeo y los resultados de estas pruebas se comparan con el funcionamiento de la bomba en su condición inicial. Cualquier baja repentina en el funcionamiento se puede advertir inmediatamente; esta comparación de

funcionamiento, y no el transcurso de un periodo de tiempo fijo, debe ser la base para determinar si es o no suficiente el desgaste interno que ha ocurrido para que se requiera una reconstrucción completa. El realizar una prueba completa es menos costosa que abrir una bomba para inspeccionarla y no se requiere sacar de servicio la unidad.

La vida de una bomba centrífuga se determina por la magnitud del desgaste interno y el efecto de este desgaste en el funcionamiento de la bomba; dos causas distintas conducen al aumento de los espacios libres interiores: 1) la acción abrasiva del líquido que pasa por los anillos de desgaste y otros muchos espacios libres interiores, y 2) los contactos momentáneos poco frecuentes que a veces ocurren durante la operación de la bomba.

F) PARTES PARA REPUESTO Y REPARACION.

El servicio para el que se usa una bomba determinará en gran parte, el número mínimo de partes de repuesto que se deberán tener en existencia en el sitio de la instalación. Por ejemplo, el mínimo para cualquier bomba centrífuga deberá incluir un juego de anillos de desgaste, uno de manguitos de flecha o una flecha si no usa manguitos, y un juego de cojinetes. Con frecuencia es conveniente tener un rotor completo de repuesto para instalar en la bomba cuando alguna inspección muestra que el rotor de la bomba se ha gastado excesivamente, o si se daña accidentalmente.

Las partes de repuesto deben comprarse al mismo tiempo que se coloca la orden de compra de la bomba. Siempre se debe dar el número de serie de la bomba y el tamaño marcados en la placa con el nombre del fabricante cuando se ordenan partes para reparación o repuesto después de que se ha recibido la bomba en el lugar de su instalación, para que el fabricante pueda identificar la bomba y surtir las partes para reparación del tamaño y materiales correctos.

La mayoría de las bombas centrífugas son de diseño normal y se hace un gran número de combinaciones para cada tamaño de carcasa o cubierta usando diferentes tamaños y diseños de impulsores. Si no se cuenta con un número de identificación, el fabricante no podrá surtir las partes para reparación correctas, aun cuando se conociera el tamaño y tipo de la bomba.

G) REGISTRO DE INSPECCIONES Y REPARACIONES.

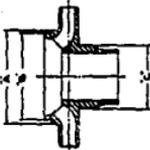
Es recomendable que los programas de trabajo de inspecciones semestrales, anuales y de reparaciones se deban incluir en tarjetas de mantenimiento, una para cada bomba de la instalación. Estas tarjetas deben tener el número de identificación de la bomba, la fecha de la inspección programada, un registro completo de todas las piezas que requieran inspección separada y espacio para comentarios y observaciones del personal de inspección. El mantenimiento adecuado no termina con el trabajo de reparación

de las partes gastadas o dañadas.

Un registro escrito de las condiciones de las partes que se van a reparar o reponer, de la velocidad y aspecto del desgaste y del método por el cual se hizo la reparación, es tan importante como el propio trabajo de reparación. Estos registros pueden formar la base de medidas preventivas que actuarán para reducir tanto la frecuencia como el costo del trabajo de mantenimiento. El tipo de registros de inspección y el grado de detalle que pueden contener, varía con el tipo de la bomba en cuestión y de la disponibilidad de personal.

En la fig. 6.5 se muestran ejemplos típicos de los registros que pueden llevarse de los espacios libres entre los impulsores y los anillos de desgaste de una bomba de varios pasos. Con frecuencia es recomendable tomar fotografías de partes muy gastadas antes de repararlas; las fotografías proporcionan un registro más preciso y más gráfico del daño que una descripción.

Siempre se deben conservar los registros completos de costos de mantenimiento y reparación para cada bomba por separado, junto con un registro de sus horas de operación; el estudio de estos registros puede revelar si un cambio de materiales o de diseño es el plan más económico a seguir.

					UNIDAD N.º	
					BOMBA N.º	
ETAPA	"A"	"B"	"C"			
1a.						
2a.						
3a.						
4a.						
5a.						
6a.						
OBSERVACIONES:						
IMPULSOR			VERIFICADO:			
			FECHA:			

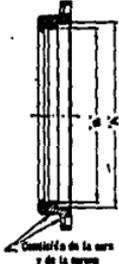
					UNIDAD N.º	
					BOMBA N.º	
ETAPA	"A"	"B"	CONDICIONES DE			
			Carra	Carra		
1a.						
2a.						
3a.						
4a.						
5a.						
6a.						
ANILLO DE DESGASTE			VERIFICADO:			
			FECHA:			

Figura 6.5. Tarjetas de registro para dimensiones del impulsor y de anillos de desgaste.

CAPITULO VII

EJEMPLOS DE APLICACION

A continuación se exponen una serie de ejemplos prácticos que relacionan los conceptos mencionados en los capítulos anteriores con problemas reales de bombeo, y que sirven para dar una idea de cuales son los factores que más se consideran en la selección de equipos de bombeo.

EJEMPLO I.

El sistema de bombeo mostrado en la fig. 7.1, requiere de un gasto de $0.15 \text{ m}^3/\text{seg.}$, la tubería tiene un diámetro de 8" y es de hierro fundido. El sistema cuenta con 3 codos regulares de 90° con bridas, una válvula de pie, una válvula de compuerta y una válvula check. Se requiere calcular la carga total de bombeo y la potencia requerida para poder enviar estos datos a diferentes fabricantes de bombas y esperar propuestas de tipos de bombas centrífugas verticales que puedan cumplir con los requerimientos del sistema.

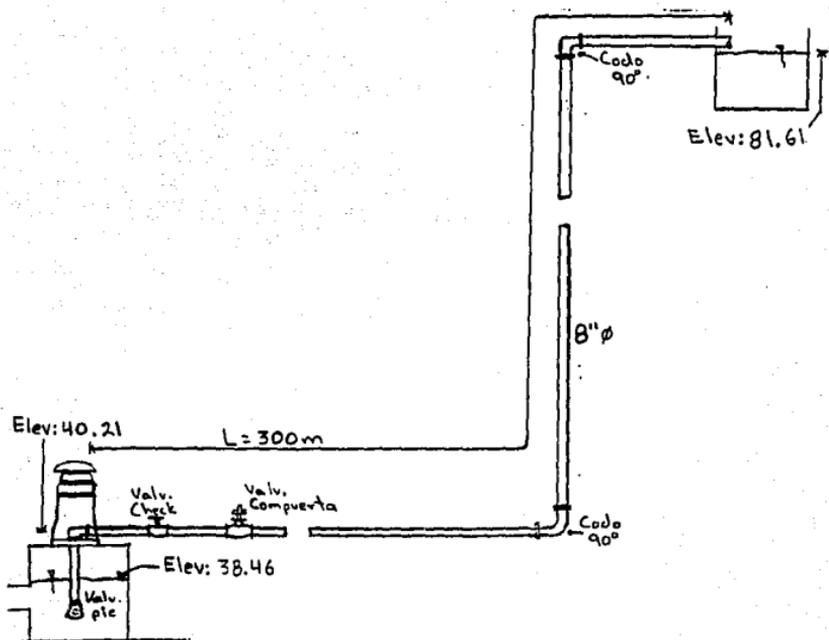


Figura 7.1. Sistema de bombeo del ejemplo I.

Solución.

1. Cálculo de la carga total.

La fórmula para el cálculo de la carga total de bombeo está dado por la expresión mostrada en el capítulo II, la cual es:

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

a) Carga estática total (het).

Esta carga es igual a la diferencia de elevaciones entre la descarga y la succión, es decir:

$het = \text{Elevación en la descarga} - \text{Elevación en la succión}$
sustituyendo valores, tenemos:

$$het = 91.61 \text{ m.} - 39.46 \text{ m.}$$

$$het = 43.15 \text{ m.}$$

b) Carga de fricción en la succión (hfs).

Esta carga es la suma de pérdidas por fricción en la columna de la bomba (a la que se le llamará hf) y las pérdidas por los accesorios en la succión (que se identificarán como hac), es decir:

$$hfs = hf + hac$$

Según la fórmula de Manning:

$$hf = K L Q^2$$

donde:

Q = Gasto en m³/s.

L = Longitud de la tubería en m.

K = Coeficiente de pérdidas

El coeficiente de pérdidas se calcula con la siguiente expresión:

$$K = 10.293 \frac{n^2}{D^{4.75}}$$

donde:

n = Coeficiente de rugosidad de Manning.

D = Diámetro de la tubería en m.

Como la tubería es de hierro fundido de 8" de diámetro, tenemos que su coeficiente de Manning (n) es igual a 0.013 y el valor de K es igual a:

$$K = 10.293 (0.013)^2 / (0.2032)^{4/3}$$

$$K = 0.5409$$

que sustituido en la fórmula para pérdidas por fricción en la columna de la bomba da:

$$h_f = 0.5409 (1.75) (1.15)^2$$

$$h_f = 0.34 \text{ m.}$$

Para las pérdidas por accesorios, la fórmula general es:

$$h_{ac} = K V^2 / 2g$$

donde:

K = Coeficiente de pérdidas (varía con cada accesorio).

V = Velocidad media en m/s.

g = Aceleración de la gravedad igual a 9.81 m/s².

En la succión se tienen dos accesorios, una válvula de pie y un codo de 90°. Para obtener el valor de K se recurre a las figuras 7.2 y 7.3, la primera para válvulas y la segunda para codos, de donde se tiene que el valor de K para la válvula de pie es de 0.8 y de 0.87 para el codo.

Por otra parte, de la ecuación de continuidad se obtiene la velocidad media, que está dada por la expresión:

$$V = Q/A$$

donde:

V = Velocidad media en m/s.

Q = Gasto en m³/s.

A = Área de la sección transversal de la tubería en m².

por lo que la velocidad será igual a:

$$V = 0.15/0.0324$$

$$V = 4.63 \text{ m/s.}$$

Con este dato podemos calcular ya las pérdidas por accesorios en la succión; la pérdida por la válvula de pie (la cual llamaremos hac1) será:

$$hac1 = 0.8 (4.63)^2/2(9.81)$$

$$hac1 = 0.87 \text{ m.}$$

Para el codo de 90°, la pérdida (que llamaremos hac2) será:

$$hac2 = 0.27 (4.63)^2/2(9.81)$$

$$hac2 = 0.29 \text{ m.}$$

Por lo tanto la carga de fricción en la succión es:

$$hfs = hf + hac1 + hac2 = 0.34 + 0.87 + 0.29$$

$$hfs = 1.5 \text{ m.}$$

c) Carga de fricción en la descarga (hfd).

En forma análoga, la carga de fricción en la descarga está dada por:

$$hfd = hf + hda$$

donde hf es igual a:

$$hf = K L \frac{V^2}{2g}$$

y K tiene el mismo valor que en la succión, pues la tubería no cambia de material ni de diámetro. Por lo que el valor de hf

rerá:

$$h_f = 0.54 (300) (0.15)^5$$

$$h_f = 57.65 \text{ m}$$

Para las pérdidas por accesorios, y utilizando las figs. 7.2 y 7.3, tenemos que:

$$2 \text{ codos de } 90^\circ, K = 2 (0.27) \quad K = 0.54$$

$$1 \text{ válvula check con bridas} \quad K = 2.00$$

$$1 \text{ válvula de compuerta} \quad K = 0.75$$

$$\Sigma K = 3.29$$

por lo que las pérdidas por accesorios en la descarga es:

$$h_{fd} = 3.29 (4.63)^5 / 2(9.81)$$

$$h_{fd} = 3.59 \text{ m}$$

d) Carga de velocidad en la descarga (h_{vd}).

Esta carga está dada por la siguiente expresión:

$$h_{vd} = V^2 / 2g$$

y se utilizó para calcular las pérdidas por accesorios tanto en la succión como en la descarga, esta carga vale para este ejemplo:

$$h_{vd} = (4.63)^2 / 2(9.81)$$

$$h_{vd} = 1.09 \text{ m}$$

Por lo tanto, la carga total de bombeo del sistema mostrado

es:

$$H = 43.15 \text{ m} + 1.5 \text{ m} + 61.24 \text{ m} + 1.09 \text{ m}$$

$$H = 106.98 \text{ m. } \approx 107 \text{ m.}$$

2. Cálculo de la potencia necesaria en la bomba.

La potencia que necesita el sistema de bombeo se puede calcular con la siguiente expresión:

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

donde:

P = Potencia de la bomba en H.P.

γ = Peso específico del agua en kg/m^3 .

Q = Gasto en m^3/s .

H = Carga total en m.

η = Eficiencia de la bomba.

Considerando una eficiencia del 85% en la bomba probable y sustituyendo valores tenemos:

$$P = \frac{(1000)(0.15)(107)}{76(0.85)}$$

$$P = 249.45 \text{ H.P. } \approx 250 \text{ H.P.}$$

Entonces tenemos que los primeros datos que se enviarán a los fabricantes de bombas serán:

Carga total de bombeo del sistema (H) = 107 m.

Potencia requerida para el sistema (P) = 250 H.P.

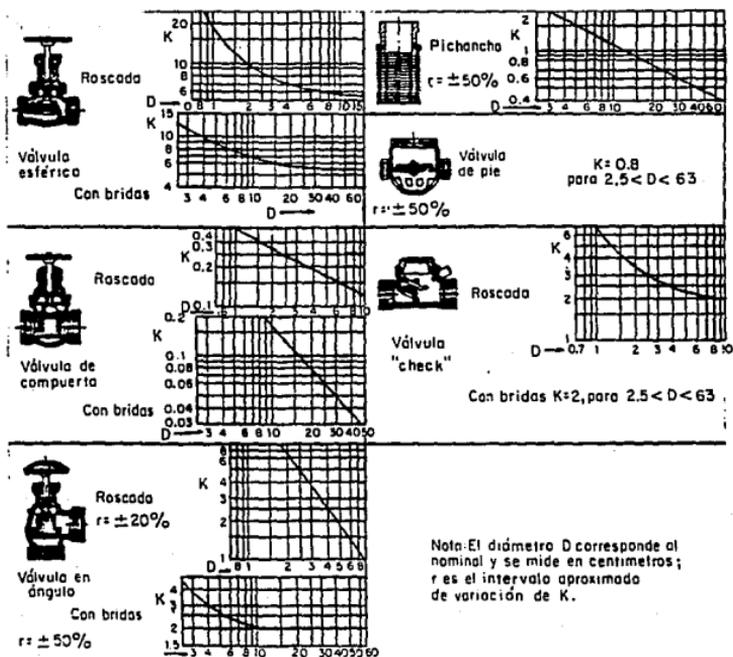
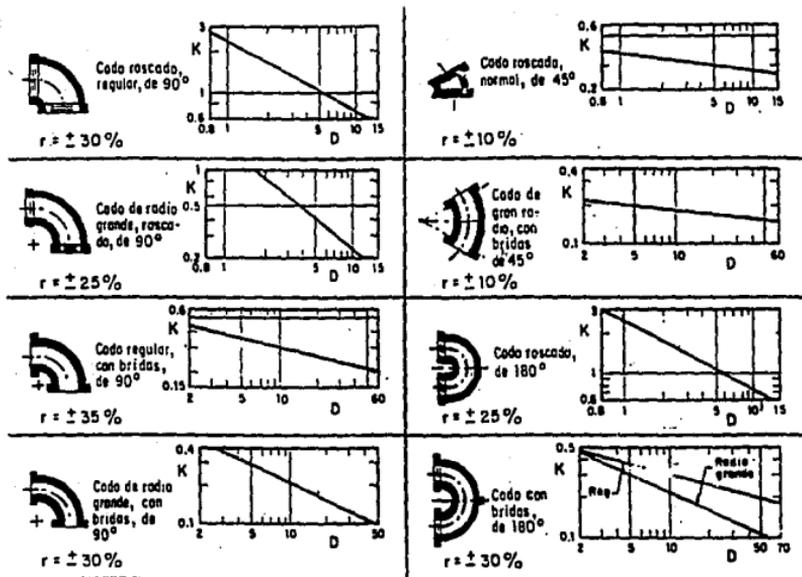


Figura 7.2. Coeficientes de pérdidas para válvulas completamente abiertas.



D = Diámetro en cm.

r = Intervalo aproximado de variación para K .

Figura 7.3. Coeficientes de pérdidas para los codos.

EJEMPLO II.

El cargamo de bombas de la fig. 7.4 se encuentra ubicado en la Cd. de México, la carga total de bombeo hasta el tanque elevado es de 81 m. con un gasto de 110 lts/seg. a una temperatura ambiente promedio de 21°C, la carga de fricción en la succión es de 1.83 m. Se piensa utilizar una bomba centrífuga horizontal tipo voluta de 150 H.P., cuya curva característica, con la carga total y el gasto del sistema, da las siguientes características:

Velocidad de rotación (n) = 1000 r.p.m.

Eficiencia (η) = 85%.

Número de pasos = 1

(CNSP)_r = 3.5 m. (Carga Neta de Succión Positiva requerida).

Es necesario determinar, para saber si la selección ha sido adecuada, los siguientes parámetros: a) la (CNSP)_d (Carga Neta de Succión Positiva disponible), b) si con la bomba propuesta se produce cavitación, y c) si la bomba proporciona la potencia requerida.

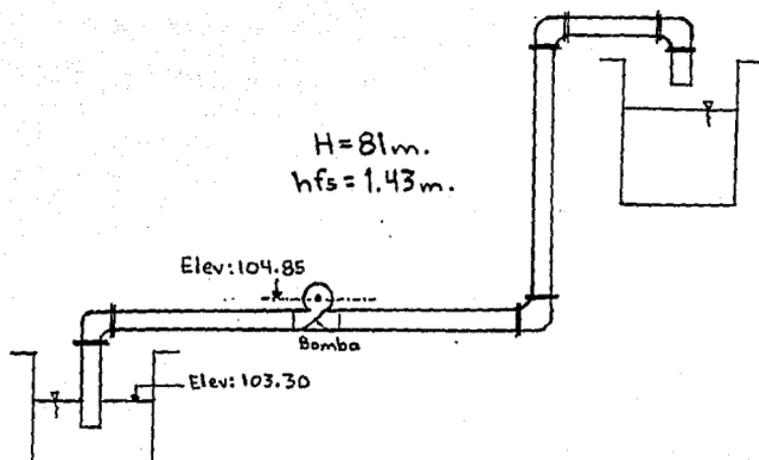


Figura 7.4. Sistema de bombeo del ejemplo II.

Solución.

a) Cálculo de la (CNSP)_d.

En este ejemplo, según lo analizado en el capítulo II, la (CNSP)_d cae en el caso II, por lo que su cálculo se realiza con la siguiente expresión:

$$(CNSP)_d = h_b - (h_s + h_{fs} + P_v)$$

donde:

h_b = Carga correspondiente a la presión atmosférica.

h_s = Carga estática de succión.

h_{fs} = Carga de fricción en la succión.

P_v = Presión de vapor del agua a la temperatura de bombeo.

La carga correspondiente a la presión atmosférica (h_b), está en función de la elevación sobre el nivel del mar, que para este caso es de 2240 m s.n.m.; según la fig. 2.1, equivale a 0.57 m. de columna de mercurio o utilizando equivalencias a 7.73 m. de columna de agua, es decir:

$$h_b = 0.57 \text{ m.Hg} = 0.773 \text{ kg/cm}^2 = 7.73 \text{ m.H}_2\text{O}$$

$$h_b = 7.73 \text{ m.}$$

La carga estática de succión (h_s) está dada por la diferencia de elevaciones del eje horizontal de la bomba y la superficie del agua en la succión, o sea:

$$h_s = 104.95 \text{ m.} - 103.30 \text{ m.}$$

$$h_s = 1.55 \text{ m.}$$

El valor de la carga de fricción en la succión (h_{fs}) es un dato que se proporcionó y es:

$$h_{fs} = 1.43 \text{ m.}$$

La presión de vapor del agua a la temperatura de bombeo (P_v), que en este caso es de 21°C, es igual a 0.02485 bar o a su equivalente en metros de columna de agua, es decir:

$$P_v (21^\circ\text{C}) = 0.02485 \text{ bar} = 0.25 \text{ m.H}_2\text{O}$$

$$P_v = 0.25 \text{ m.}$$

Para los cálculos anteriores se han utilizado una serie de equivalencias, las cuales se muestran a continuación:

$$1.0139 \text{ bar} = 760 \text{ torr.}$$

$$1000 \text{ torr} = 1 \text{ m.Hg}$$

$$0.76 \text{ m.Hg} = 1.033 \text{ kg/cm}^2 = 10.33 \text{ m. H}_2\text{O.}$$

Por lo tanto, la (CNSP)_d en el sistema es igual a:

$$(CNSP)_d = 7.73 \text{ m.} - (1.55 \text{ m.} + 1.43 \text{ m.} + 0.25 \text{ m.}) = 4.5 \text{ m.}$$

$$(CNSP)_d = 4.50 \text{ m.}$$

Por lo tanto, se cumple que:

$$(CNSP)_d > (CNSP)_r$$

$$4.50 \text{ m.} > 3.50 \text{ m.}$$

b) Cálculo para determinar la presencia de cavitación.

Para verificar la presencia de cavitación en la bomba se utiliza la expresión 3.29 analizada en el capítulo III, es decir:

$$\sigma_h = (CNSP)_r - \text{cavitación}$$

donde σ_h es la caída de altura de presión en el interior de la bomba y cuyo valor se puede obtener de la ec. 3.29, o sea:

$$\sigma = \sigma_h/H$$

y despejando σ_h queda:

$$\sigma_h = \sigma \cdot H$$

donde:

H = Carga total del sistema.

σ = Coeficiente de cavitación.

El coeficiente de cavitación está en función del número específico de revoluciones (n_s) y se determina con ayuda de la gráfica de la fig. 3.9. El número específico de revoluciones está dado por la ec. 3.31, es decir:

$$n_s = 3.65 n \sqrt{Q} / H^{3/4}$$

Sustituyendo valores tenemos:

$$n_s = 3.65 (1000) (0.11)^{1/2} / (81)^{3/4}$$

$$n_s = 44.23 \approx 45$$

Con este valor, entrando en la gráfica mencionada, tenemos un valor del coeficiente de cavitación igual a:

$$\sigma = 0.034$$

Finalmente el valor de h_c es:

$$h_c = (0.034) (81 \text{ m.})$$

$$h_c = 2.75 \text{ m.}$$

por lo que la caída de altura de presión en el interior de la bomba es menor que la (CNSP)_r, o sea:

$$h_c < (\text{CNSP})_r$$

$$2.75 \text{ m.} < 3.50 \text{ m.}$$

y por lo tanto no se producirá cavitación en la bomba.

c) Cálculo de la potencia requerida por el sistema.

La potencia que requiere el sistema de bombeo se calcula de la misma forma que en el ejemplo I, es decir

$$P = \frac{\rho g Q H}{76 \eta}$$

Sustituyendo valores tenemos:

$$P = (1000)(0.11)(81)/76(0.85)$$

$$P = 137.9 \text{ H.P.} \approx 138 \text{ H.P.}$$

con lo que se comprueba que la potencia de la bomba propuesta es mayor que la requerida por el sistema, o sea:

$$\text{Potencia de bomba} > \text{Potencia requerida}$$

$$150 \text{ H.P.} > 138 \text{ H.P.}$$

Una vez realizado el cálculo de los parámetros solicitados, se puede concluir que la bomba propuesta cumple con los requerimientos del sistema de bombeo y la selección ha sido correcta.

EJEMPLO III.

Se tiene una bomba centrífuga tipo radial de 200 H.P. y con una velocidad de rotación de 1500 r.p.m. Se desea saber si evaluando el parámetro de la velocidad específica (N_s), esta bomba puede ser utilizada en el sistema de bombeo de la fig. 7.5, que presenta las siguientes características:

Gasto (Q) = 0.20 m³/s.

Longitud de tubería (L) = 350 m.

Tubería de 10 " de diámetro de asbesto-cemento.

Coefficiente de rugosidad (n) = 0.013.

Pérdidas por accesorios en la succión (h_{acc1}) = 1.10 m.

Pérdidas por accesorios en la descarga (h_{acc2}) = 3.20 m.

En la fig. 7.6, se muestran algunas relaciones de la velocidad específica (N_s) con diferentes tipos de bombas.

Solución:

La velocidad específica la podemos calcular con la ecuación analizada al final del capítulo II:

$$N_s = 51.648 N Q^{1/4} / H^{3/4}$$

donde:

N_s = Velocidad específica en r.p.m.

N = Velocidad de rotación de la bomba en r.p.m.

Q = Gasto del sistema en m³/s

H = Carga total de bombeo en m.

De acuerdo con lo anterior tenemos que calcular primeramente la carga total de bombeo.

1) Carga total de bombeo (H).

De acuerdo al ejemplo I la carga total es igual a:

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

La carga estática total será:

$$h_{et} = 22.83 - 1.95$$

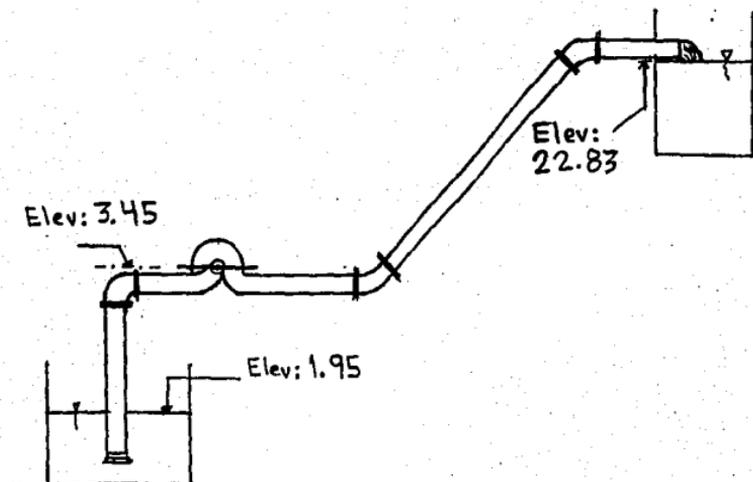


Figura 7.5. Sistema de bombeo del ejemplo III.

$$h_{at} = 30.82 \text{ m}$$

La carga de fricción en la succión es:

$$h_{fs} = h_f + h_{acc}$$

Se sabe que:

$$h_f = K \cdot L \cdot Q^5$$

y que:

$$K = 10.293 \text{ m}^5 / \text{D}^{10} \cdot \text{s}^5$$

por lo que sustituyendo valores tenemos:

$$K = 10.293 (0.013)^5 / (0.254)^{10} \cdot \text{s}^5$$

$$K = 2.60$$

la carga h_f será:

$$h_f = 2.60 (1.5)(0.2)^5$$

$$h_f = 0.16 \text{ m}$$

y la carga de fricción en la succión es:

$$h_{fs} = 0.16 \text{ m} + 1.10 \text{ m}$$

$$h_{fs} = 1.26 \text{ m}$$

La carga de fricción en la descarga se calcula en forma análoga:

$$h_{fd} = h_f + h_{acc}$$

donde:

$$h_f = K \cdot L \cdot Q^5 = 2.60 (350)(0.2)^5$$

$$h_f = 36.37 \text{ m}$$

y el valor de la carga h_{fd} es:

$$h_{fd} = 36.37 \text{ m} + 3.20 \text{ m}$$

$$h_{fd} = 39.57 \text{ m}$$

Para calcular la carga de velocidad en la descarga es necesario primero calcular la velocidad media con la ecuación de continuidad:

$$V = Q/A = (0.20 \text{ m}^3/\text{s}) / (0.0517 \text{ m}^2)$$

$$V = 3.94 \text{ m/s}$$

Con este valor la carga de velocidad en la descarga será:

$$h_{vd} = V^2/2g = (3.94)^2/2(9.81)$$

$$h_{vd} = 0.79 \text{ m.}$$

La carga total de bombeo del sistema es:

$$H = 20.00 \text{ m.} + 1.26 \text{ m.} + 39.57 \text{ m.} + 0.79 \text{ m.}$$

$$H = 62.50 \text{ m.}$$

2) Cálculo de la velocidad específica (N_s).

Una vez calculada la carga total de bombeo podemos obtener la velocidad específica con la expresión mostrada al inicio del ejemplo, de donde tenemos que:

$$N_s = 51.648(1500)(0.20)^{1/2} / (62.50)^{3/4}$$

$$N_s = 1556.65 \text{ r.p.m.} \approx 1560 \text{ r.p.m.}$$

Con este valor tenemos que, según la fig. 7.6, se cumple con los parámetros de velocidad específica (N_s) y de carga total (H), es decir, tenemos que para una bomba centrífuga tipo radial el valor de la N_s está entre 500 y 3000 r.p.m. y en el cálculo se obtuvo un valor de N_s de 1560 r.p.m. Con respecto a la carga

total está fue de 62.5 m. y según la figura la carga total está arriba de 150 pies, que equivalen a 45.72 m. Por lo tanto se puede concluir que la bomba centrífuga tipo radial seleccionada es adecuada para el sistema de bombeo mostrado.

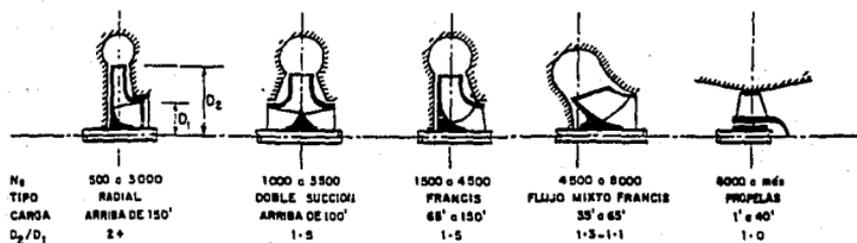


Figura 7.6. Relaciones de la velocidad específica (N_s) con diferentes tipos de bombas.

CAPITULO VIII

CONCLUSIONES

El desarrollo de los sistemas de bombeo en México y en todo el mundo, a través del tiempo, se ha debido en gran medida a la toma de decisiones que han realizado los ingenieros ante los problemas que han tenido que resolver. La selección y operación de un equipo de bombeo, son dos factores vitales para que un sistema de bombeo cumpla con los objetivos para los cuales fue planeado.

Este trabajo contiene ayudas muy útiles para todo ingeniero que deba seleccionar una bomba, confrontar la elección hecha por otra persona, valorar una proposición, hacer un estudio económico de bombas nuevas o existentes o bien desarrollar algún otro tipo de estudio de bombas.

Ahora bien, la clave para hacer la selección correcta de una bomba, radica en el conocimiento que el ingeniero tenga del sistema de bombeo en que éste ha de trabajar, además de la experiencia profesional en el área.

Antes de tomar la decisión de qué bomba se va a seleccionar, se recomienda hacer investigaciones preliminares, tomar decisiones básicas y hacer selecciones preliminares, además de

analizar la información que se pueda recopilar de los proveedores de los equipos, de la atención que se da a estas acciones va ha depender que se cumplan con los requerimientos de diseño del sistema de bombeo, como pueden ser gasto, carga total o capacidad requerida.

Por otra parte, un equipo de bombeo requiere de un cuidado especial, pues el haber hecho una selección adecuada del tipo de bomba a utilizar en un sistema de bombeo no garantiza los resultados óptimos esperados, éste es apenas el primer paso, las acciones de operación y mantenimiento del equipo de bombeo vienen a complementar la selección hecha, y realizándolas de forma correcta, nos lleva a obtener ese óptimo funcionamiento esperado.

Pero si no se llevan a cabo las actividades descritas en el capítulo VI, que permiten que la bomba sea más eficiente, que sufra de menos descomposturas y que su vida útil sea mayor, se puede decir que la bomba no durará mucho tiempo, con los problemas y pérdidas que esto ocasionaría.

Para lograr una operación y mantenimiento adecuado de un equipo de bombeo, es necesario contar con las herramientas adecuadas y con el personal capacitado para utilizarlas y llevar a cabo las acciones pertinentes, entendiéndose por herramientas tanto a los utensilios mecánicos como a los conocimientos técnicos que se deben tener al respecto, conocimientos de

hidráulica, de mecánica y de electricidad entre otros.

Una capacitación completa aunada a un personal con experiencia suficiente y habilidad, es la fórmula segura de solucionar los problemas de operación y mantenimiento que se puedan presentar en un sistema de bombeo, ya sea de abastecimiento de agua potable, de remoción de aguas residuales o, en general, de cualquier otro tipo.

Por último, es importante señalar que hay mucha información sobre los temas analizados en este trabajo, pero que hasta cierto punto es difícil de manejarla, debido a la gran variedad de casos y condiciones que se presentan en la práctica. Por esto es necesario que el ingeniero civil recurra a todos sus conocimientos, experiencia y criterio para poder tomar una decisión correcta, que va toda bajo su responsabilidad; además, el ingeniero civil, no debe olvidar la relación que debe guardar con otras áreas de la ingeniería, como son la mecánica y la eléctrica, relación que también ayuda a tomar decisiones.

BIBLIOGRAFIA

1. MAQUINAS HIDRAULICAS.
- MIGUEL REYES AGUIRRE.
2. MAQUINAS HIDRAULICAS.
- C.F.E. MANUAL DE DISEÑO DE OBRAS CIVILES.
3. MECANICA DE FLUIDOS Y MAQUINAS HIDRAULICAS.
- CLAUDIO MATAIX.
4. TURBOMAQUINARIA.
- MANUEL POLO ENCINAS.
5. MAQUINAS HIDRAULICAS Y TURBOMAQUINARIA.
- MANUEL VIEJO ZUBICARAY.
6. HANDBOOK PUMPS.
- IGOR J. KARASSIK.
7. MANUAL DE HIDRAULICA.
- J.M. ACEVEDO.
8. HIDRAULICA GENERAL.
- GILBERTO SOTELO AVILA.
9. MANUAL DE EQUIPOS DE BOMBEO.
- S.A.R.H.

10. PROYECTOS DE PLANTAS DE BOMBEO.
- OCTAVIO VELASCO SANCHEZ (S.A.R.H.).

11. BOMBAS. SU SELECCION Y APLICACION.
- HICKS, TYLER.

12. BOMBAS. TEORIA, DISEÑO Y APLICACIONES.
- MANUEL VIEJO ZUBICARAY.

13. ABASTECIMIENTO DE AGUA POTABLE Y ALCANTARILLADO.
- ERNEST W. STEEL.

14. ABASTECIMIENTO DE AGUA Y REMOCION DE AGUAS RESIDUALES.
- FAIR.

15. MANUAL DEL INGENIERO CIVIL.
- FREDERICKS S. MERRITT. TOMO III.