



**FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.
DIVISION DE EDUCACION CONTINUA**

**CURSOS INSTITUCIONALES
COMISION ESTATAL DE AGUA Y SANEAMIENTO DEL ESTADO DE
MÉXICO**

SELECCIÓN Y APLICACIÓN DE EQUIPOS DE BOMBEO

Del 5 al 9 de julio de 1999.

Apuntes Generales

Ing. Constantino Gutiérrez Palacios
Palacio de Minería
1999.



Selección y Aplicación de Equipos de Bombeo para Fluidos Diversos

Del 5 al 9 de julio de 1999
Palacio de Minería
México D.F.

Contenido

Prefacio

1. Teoría General de las Bombas Rotodinámicas.

1.1 *Importancia del conocimiento de las bombas en ingeniería civil.*

2. Transformación de Energía en un Sistema Hidráulico.

2.1 *Definición y clasificación general de las máquinas hidráulicas.*

2.2 *Ecuación de la energía en un conducto con flujo permanente.*

2.3 *Aplicación de la ecuación de la energía en una planta de bombeo.*

2.4 *Aplicación de la ecuación de la energía en una planta hidroeléctrica.*

2.5 *Concepto de potencia en un sistema hidráulico y su transferencia hacia o desde el exterior.*

3. Ecuación General de Euler.

3.1 *Potencia desarrollada por un rodete.*

3.2 *Triángulos de velocidades en los alabes.*

3.3 *Gasto que pasa a través de un rodete con flujo radial.*

3.4 *Par motor que acciona al rodete.*

3.5 *Grado de reacción.*

4. Conceptos de Pérdidas y Eficiencias Hidráulica, Volumétrica y Mecánica en una Bomba.

4.1 *Pérdidas en bombas.*

4.2 *Eficiencia de las bombas.*

5. Curvas Características Teóricas de una Bomba.

6. Leyes de Similitud para Bombas. Concepto de Velocidad Específica.

6.1 *Generalidades.*

6.2 *Leyes de Similitud.*

6.3 *Velocidad específica en bombas.*

7. Operación Real de una Bomba

7.1 Curvas características reales de una bomba.

8. Variación de la Curvas Características Carga Gasto (H-Q).

8.1 Variación con el diámetro del impulsor.

8.2 Variación con la velocidad de operación del motor.

8.3. Variación de la geometría del impulsor.

9. Curvas Características de las Tuberías de Succión y Descarga de una Planta de Bombeo..

9.1 Punto de operación de un sistema con una sola bomba.

9.2 Envejecimiento de las tuberías.

9.3 Variación en los niveles de los tanques de succión y descarga.

10. Criterios de Selección del Conjunto Bomba-Motor.

11. Cavitación y Cargas de Succión Disponible y Requerida por una Bomba.

11.1 Cavitación

11.2 Cargas de succión disponible y requerida por una bomba.

12. Operación de Bombas en Serie y en Paralelo.

12.1 Operación de bombas en paralelo

12.2 Operación de bombas en serie.

13. Bibliografía

Prefacio

El fin que se pretende alcanzar con este curso es el de que los Ingenieros Civiles que proyectan y operan plantas de bombeo tengan claros los conceptos teóricos elementales para lograr una selección y operación adecuada y segura de los equipos de bombeo que constituyen la parte medular de una planta de bombeo, lo cual puede definirse como diseño hidráulico de la misma.

En este curso se proporcionan los elementos teóricos en los que se basa el funcionamiento real de un equipo de bombeo con los cuales es posible elegir de manera eficiente el ó los equipos requeridos por la planta. Así mismo, también se proporcionan los elementos teóricos suficientes para determinar el comportamiento real de las curvas características en las tuberías de succión y de descarga de una planta de bombeo.

El autor agradece el valioso apoyo y el gran entusiasmo prestado, tanto por el Ing. Alfonso Camarena Larriva , Director General de la Comisión Estatal de Agua Potable, Alcantarillado y Saneamiento (CEAPAS), como por las autoridades, académicas de la Universidad Autónoma de San Luis Potosí, sin los cuales no hubiese sido posible impartir este curso.

Uriel Mancebo del Castillo

Enero de 1989

1. Teoría General de las Bombas Rotodinámicas

1.1 Importancia del conocimiento de las bombas en ingeniería civil.

En la Historia, el hombre ha procurado estar siempre cercano a las fuentes de agua, cuando esto no ha sido posible la ha acarreado a los lugares de consumo, primero en recipientes (métodos gravimétricos), luego mediante canales y acueductos cuando los volúmenes y las distancias fueron mayores (conductos por gravedad); después, cuando no le fue posible abastecerse mediante conductos por gravedad, por encontrarse la fuente abajo de los lugares de consumo, el hombre invento las bombas y los sistemas de bombeo. En la actualidad su uso es muy extendido y sus dimensiones muy variadas, pues van desde los pequeños sistemas domésticos, hasta aquellos sistemas que se requieren para el abastecimiento de agua potable de las grandes ciudades, la agricultura y la industria.

Desde que se inventaron, en los albores de la revolución industrial, las bombas y los sistemas de bombeo han sido contribución y responsabilidad de los ingenieros. En la actualidad, producto del desarrollo social, se ha requerido aumentar la eficiencia del conjunto bomba-motor y de los sistemas de bombeo, lograr lo primero ha quedado bajo la responsabilidad de los ingenieros mecánicos y lo segundo de los ingenieros civiles, a los que corresponde el dimensionamiento hidráulico de las bombas.

A nivel nacional un alto porcentaje de la energía eléctrica producida en el país, se consume en las plantas de bombeo, se considera por ello que el desarrollo de mejores conocimientos sobre las bombas y los sistemas de bombeo, no solamente es importante para la Ingeniería en sí, sino que resulta

fundamental para la sociedad en general, puesto que la disminución del consumo de energía eléctrica por unidad de energía hidráulica generada, produce ahorros sustanciales a las condiciones generales de este gran país que es México.

2. Transformación de Energía en un Sistema Hidráulico

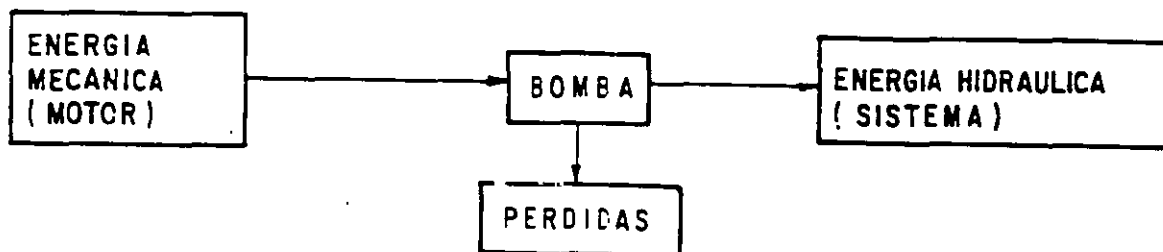
2.1 Definición y clasificación general de las maquinas hidráulicas.

Una maquina hidráulica, es un dispositivo capaz de convertir energía mecánica en energía hidráulica y viceversa, sin que el intercambio de energía ocasione una variación en la densidad del fluido al pasar a través de la maquina, por lo cual en el diseño y estudio de la misma se considera que la densidad del fluido permanece constante ($\rho = \text{cte.}$).

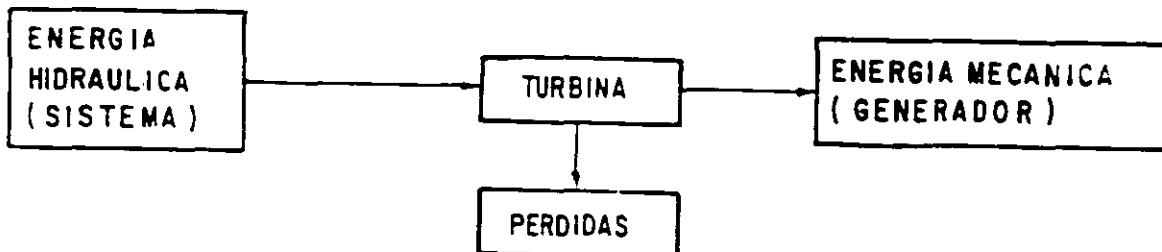
Los tipos de maquinas hidráulicas con los que se relaciona directamente la Ingeniería Civil, son las turbomáquinas; es decir las bombas y las turbinas. A las primeras se les conoce como máquinas generatrices y a las segundas como motrices.

Lo anterior, se puede expresar en forma esquemática como sigue:

MAQUINA HIDRAULICA GENERATRIZ



MAQUINA HIDRAULICA MOTRIZ



Como puede deducirse fácilmente, las máquinas hidráulicas no constituyen mecanismos perfectos para convertir la totalidad de la energía que reciben, ya que existen pérdidas en este proceso, cuyo análisis y estudio forman parte de este curso.

2.2 Ecuación de la energía en un conducto con flujo permanente.

La ecuación de la energía en un conducto con flujo permanente, se puede, escribir como sigue (véase la figura 2.1).

$$Z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + \sum_1^2 h_f \quad (2.1)$$

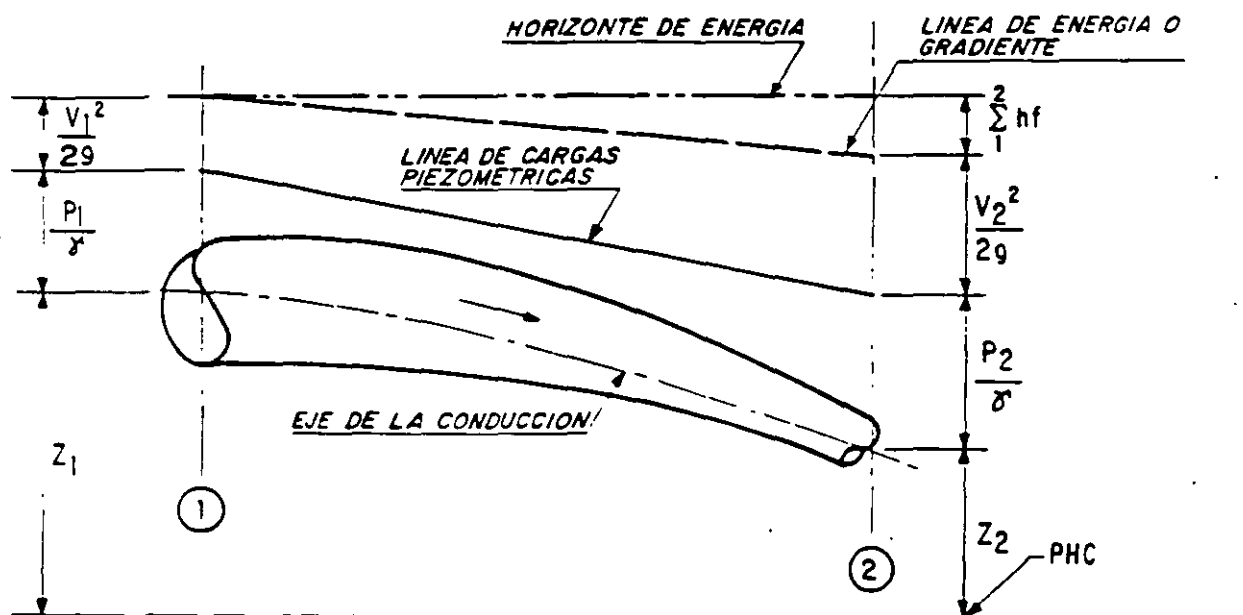


FIGURA 2.1.

donde:

Z_1, Z_2 .- Carga de posición en las secciones 1 y 2 respectivamente, en m .

$\frac{P_1}{\gamma}$, $\frac{P_2}{\gamma}$.- Carga de presión en las secciones 1 y 2 respectivamente, en m.

$\frac{V_1^2}{2g}$, $\frac{V_2^2}{2g}$.- Carga de velocidad en las secciones 1 y 2 respectivamente, en m.

$\sum_1^2 hf$.- Perdidas por fricción y pérdidas locales entre las secciones 1 y 2 respectivamente en m.

A la suma de las cargas de posición y de presión se le conoce como carga piezométrica, H_o , es decir.

$$H_o = Z + \frac{P}{\gamma} \quad (2.2)$$

2.3 Aplicación de la ecuación de la energía en una planta de bombeo.

Para el caso particular de una planta de bombeo, la ecuación de la energía aplicada en las secciones (1) y (2), considerando presiones relativas, puede ser expresada de la siguiente forma (véase la figura 2.2)

$$Z_1 + \frac{V_1^2}{2g} - \sum_1^2 hf + H_o = Z_2 + \frac{V_2^2}{2g} + \sum_1^2 hf \quad (2.3)$$

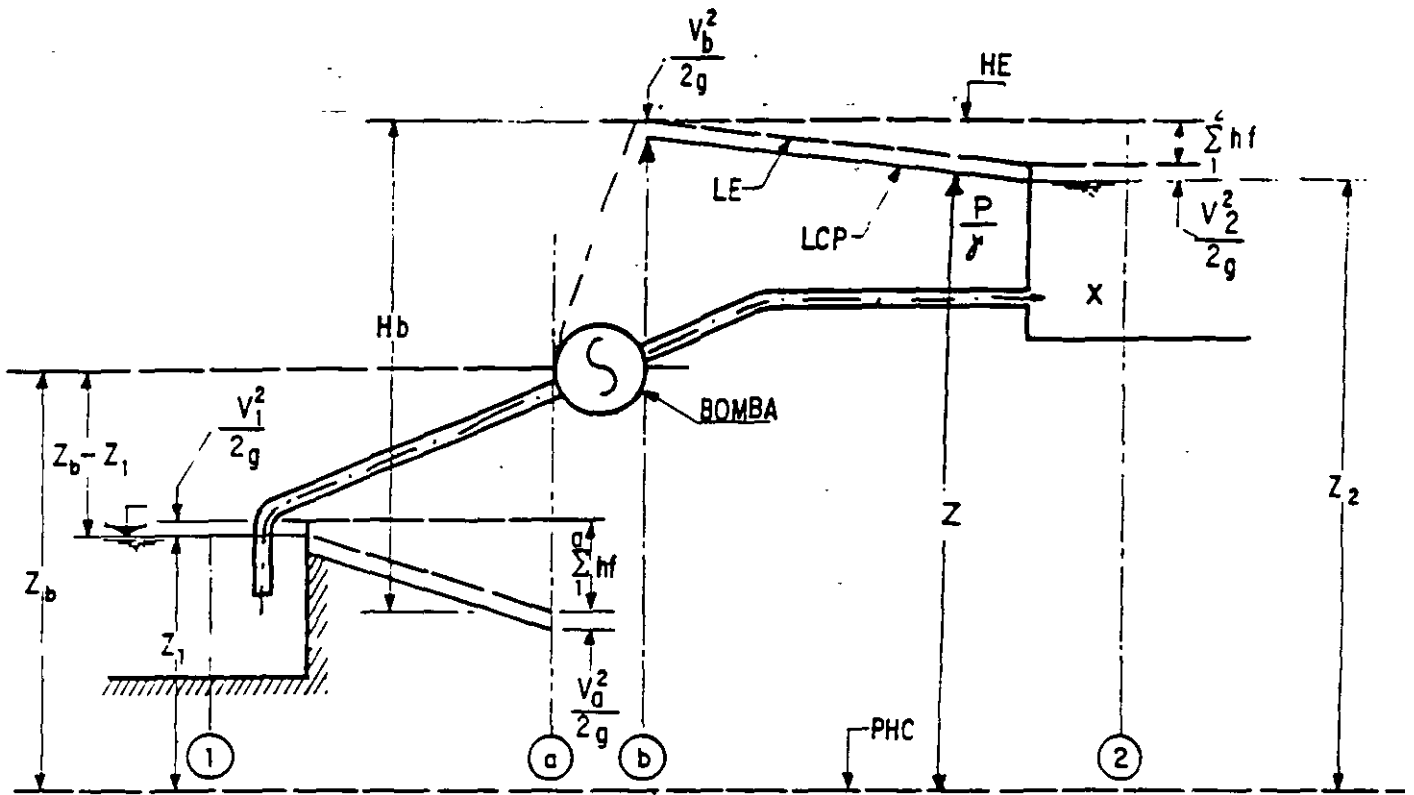


FIGURA 2.2

Si se desprecian las cargas de velocidad, la ecuación anterior se

reduce a:

$$Z_1 - \sum_1^a hf + H_b = Z_2 + \sum_b^2 hf$$

si se hace : $\sum_1^2 hf = \sum_1^a hf + \sum_b^2 hf$

al despejar el valor de H_b , resulta :

$$H_b = Z_2 - Z_1 + \sum_1^2 hf \quad (2.4)$$

donde :

H_b - Carga suministrada por la bomba, en m.

2.4 Aplicación de la ecuación de la energía en una planta hidroeléctrica.

En forma semejante al caso de una planta de bombeo en una planta hidroeléctrica, la ecuación de la energía puede escribirse como sigue entre las secciones 1 y 2 (véase figura 2.3):

$$Z_1 + \frac{V_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{V_2^2}{2g} + H_t + \sum_1^2 h_{fj} + \sum_1^2 h_{vj} \quad (2.5)$$

donde H_t es la carga hidráulica suministrada a la turbina

Si se desprecian las cargas de velocidad y el termino $\sum_1^2 h_{vj}$, la ecuación anterior queda como:

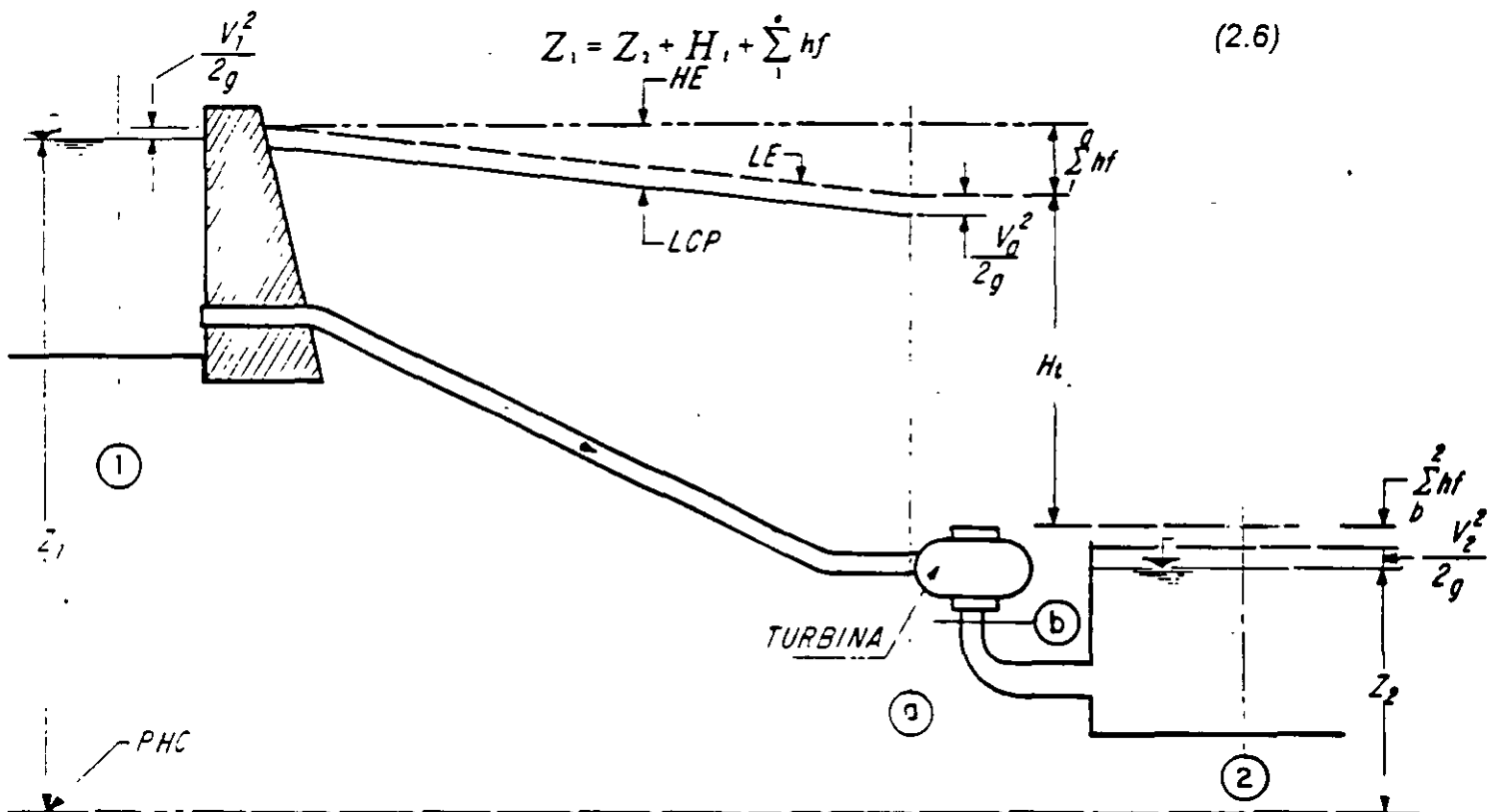


FIGURA 2.3

Y despejando el valor de H_t resulta:

$$H_t = Z_1 - Z_2 - \sum_1^2 h_f \quad (2.7)$$

donde: $\sum_1^2 h_f = \sum_1^a h_f + \sum_a^2 h_f$ ~~$\sum_1^2 h_f$~~

2.5 Concepto de potencia en un sistema hidráulico y su transferencia hacia o desde el exterior.

El valor de la carga H_b obtenido en la ecuación (2.4), representa la energía que la bomba suministra a la unidad de peso de agua, y el de H_t de la ecuación (2.7), la energía cedida por unidad de peso por el agua a la turbina.

De acuerdo con lo anterior, la energía total suministrada o cedida por un determinado volumen de agua, se puede expresar como sigue:

$$E = \gamma H_{b,t} V$$

y por definición de potencia se tendrá que:

$$P = \frac{dE}{dt} = \gamma H_{b,t} \frac{dV}{dt}$$

ó bien :

$$P = \gamma H_{b,t} Q \quad (2.8)$$

donde

P.- Potencia suministrada por la bomba al sistema, o cedida por este a la turbina, respectivamente, en kg. m/s.

$H_{b,t}$.- Carga suministrada por la bomba (H_b) o cedida a la turbina (H_t),
respectivamente en m.

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

V .- Volumen, en m^3 .

3. Ecuación General de Euler.

La Ecuación de Euler es fundamental en el análisis del funcionamiento de las maquinas hidráulicas y expresa la energía intercambiada por estas y el agua.

3.1 Potencia desarrollada por un rodete.

Considérese el impulsor de una bomba, tal como el mostrado en la figura (3.1) donde pueden identificarse los siguientes vectores velocidad :

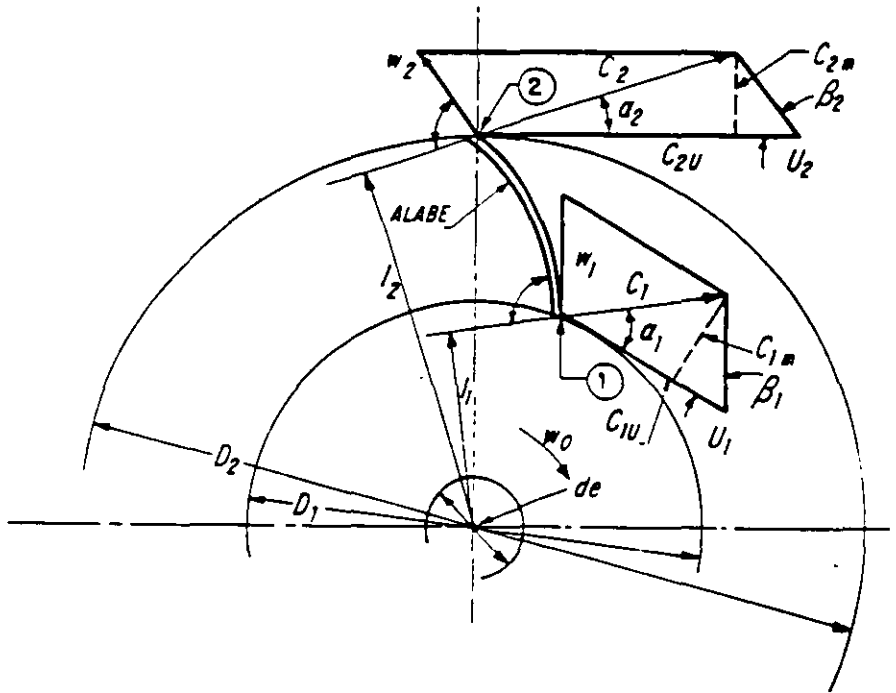


FIGURA 3.1

U_1 , U_2 .- Velocidad periférica del rodete en los puntos 1 y 2, respectivamente, en m/s.

W_1, W_2 .- Velocidad relativa del agua con respecto al alabe en los puntos 1 y 2, respectivamente, en m/s.

C_1, C_2 .- Velocidad absoluta del agua en los puntos 1 y 2, respectivamente, en m/s.

C_{1m}, C_{2m} .- Componente meridional de la velocidad absoluta del agua en los puntos 1 y 2, respectivamente, en m/s.

C_{1u}, C_{2u} .-Componente tangencial de la velocidad absoluta del agua en los puntos 1 y 2, respectivamente, en m/s.

α .- Angulo formado por los vectores velocidad C y U .

β .- Angulo que forma el vector W con el $(-U)$.

Por otra parte, según la ley del impulso y cantidad de movimiento la fuerza que ejerce el rodete sobre el agua se puede calcular como sigue:

$$F = \frac{\gamma Q_0}{g} (C_2 - C_1) \quad (3.1)$$

Luego; el trabajo desarrollado por la fuerza F al recorrer una distancia ds resulta:

$$d\tau = F \cdot ds$$

$$F \cdot ds = \frac{\gamma Q_0}{g} (C_2 \cdot ds - C_1 \cdot ds)$$

$$F \cdot \frac{ds}{dt} = \frac{\gamma Q_0}{g} \left(C_2 \cdot \frac{ds}{dt} - C_1 \cdot \frac{ds}{dt} \right)$$

Tomando en cuenta el concepto de potencia :

$$C \cdot \frac{ds}{dt} = CU \cos \alpha \quad \text{y} \quad P_o = \frac{d\tau}{dt}$$

$$P_o = \frac{\gamma Q_o}{g} \left(C_2 U_2 \cos \alpha_2 - C_1 U_1 \cos \alpha_1 \right) \quad (3.2)$$

Si en la ecuación anterior se hace:

$$C_{1u} = C_1 \cos \alpha_1$$

y

$$C_{2u} = C_2 \cos \alpha_2$$

se obtiene:

$$P_o = \frac{\gamma Q_o}{g} \left(U_2 C_{2u} - U_1 C_{1u} \right) \quad (3.3)$$

Por otra parte, como $P_o = \gamma Q_o H_o$ se tendrá que:

$$\gamma Q_o H_o = \frac{\gamma Q_o}{g} \left(U_2 C_{2u} - U_1 C_{1u} \right)$$

y en consecuencia resulta que :

$$H_o = \frac{1}{g} \left(U_2 C_{2u} - U_1 C_{1u} \right)$$

Generalizando se puede escribir:

$$H_o = \pm \frac{1}{g} \left(U_2 C_{2u} - U_1 C_{1u} \right) \quad (3.4)$$

Ecuación que se conoce con el nombre de primera forma de la ecuación de Euler, donde H_o es la altura suministrada por el impulsor al agua en una bomba, o la altura aprovechada por el rodete de una turbina. El signo (+) se aplica a las bombas y el signo (-) a las turbinas.

3.2 Triángulos de velocidades en los álabes.

Para el punto 1 de la figura (3.1.), se tiene el triángulo de velocidades que se muestra en la figura 3.2a de la cual, de acuerdo a la ley de los cosenos, se deduce que :

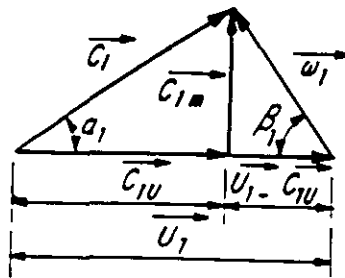


FIGURA 3.2a

$$W_1^2 = C_1^2 + U_1^2 - 2C_1 U_1 \cos \alpha_1$$

haciendo : $C_{1u} = C_1 \cos \alpha_1$ y despejando el valor de $U_1 C_{1u}$; resulta:

$$U_1 C_{1u} = \frac{U_1^2 + C_1^2 - W_1^2}{2} \quad (3.5)$$

En forma semejante, para el punto 2, se tendrá el triángulo mostrado en la figura 3.2.b.

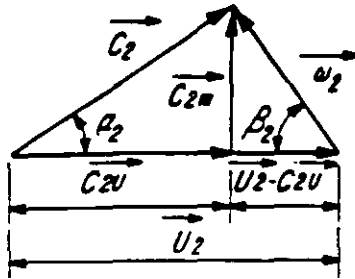


FIGURA 3.2b

Y con un razonamiento análogo al seguido para el punto 1 se obtiene:

$$U_2 C_{2u} = \frac{U_2^2 + C_2^2 - W_2^2}{2} \quad (3.6)$$

Sustituyendo las dos últimas ecuaciones en la (3.4.), esta adquiere la forma:

$$H_o = \pm \left[\frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} + \frac{C_2^2 - C_1^2}{2g} + \frac{W_1^2 - W_2^2}{2g} \right] \quad (3.7)$$

La que se conoce como la segunda forma de la ecuación de Euler.

Si ahora se aplica la ecuación de la energía entre los puntos 1 y 2, de la figura 3.1 se puede escribir.

$$Z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{C_1^2}{2g} \pm H_o = Z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{C_2^2}{2g}$$

Como $Z_1 \approx Z_2$, al despejar H_0 resulta entonces que:

$$H_0 = \pm \left[\frac{P_2 - P_1}{\gamma} + \frac{C_2^2 - C_1^2}{2g} \right] \quad (3.8)$$

igualando la ecuación anterior con la (3.7), el incremento de carga de presión en el rodete se puede expresar como:

$$\frac{P_2 - P_1}{\gamma} = \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} + \frac{W_1^2 - W_2^2}{2g} \quad (3.8a)$$

3.3 Gasto que pasa a través de un rodete con flujo radial.

De acuerdo con lo mencionado en la sección anterior, los triángulos de velocidades en los puntos 1 y 2, de la figura 3.1, se pueden representar como se observa en la figuras 3.2c y 3.2d:

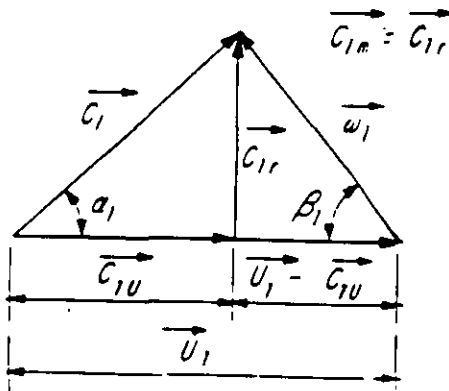


FIGURA 3.2c

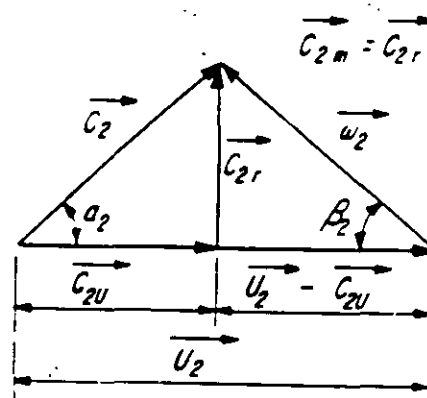


FIGURA 3.2d

Por otra parte, según lo indicado en la figura 3.1 al aplicar la ecuación de continuidad se tendrá que:

$$Q_0 = 2\pi r_1 b_1 (1 - r_a) C_{1r} \quad (3.9)$$

ó

$$Q_0 = 2\pi r_2 b_2 (1 - r_a) C_{2r} \quad (3.10)$$

donde:

b_1 y b_2 .-Espesor del rodete a la entrada y salida del mismo respectivamente, en m.

r_a .-Factor que toma en cuenta la reducción del área de entrada o salida del rodete respectivamente, debida al espesor de los álabes.

3.4 Par motor que acciona al rodete.

Si se hace un diagrama de cuerpo libre del eje del rodete de la figura 3.1. se tendrá lo que se muestra en la figura 3.3 y de esta se deduce por definición del trabajo de una fuerza que:

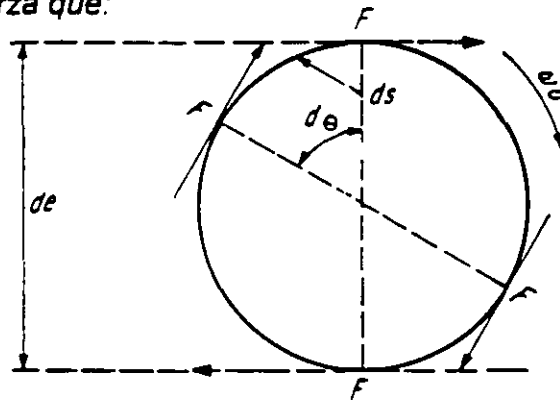


FIGURA 3.3

$$d\tau = 2Fds \quad , \quad ds = \frac{de}{2}d\theta \quad , \quad d\tau = deFd\theta$$

y si el momento del par motor se calcula como :

$$T_o = deF$$

entonces se puede escribir que :

$$d\tau = T_o d\theta \quad \text{y} \quad \frac{d\tau}{dt} = T_o \frac{d\theta}{dt}$$

y, en consecuencia, con $\omega_o = \frac{d\theta}{dt}$ se tiene que :

$$P_o = T_o \omega_o$$

y de esta última ecuación resulta que :

$$T_o = \frac{P_o}{\omega_o} \tag{3.11}$$

Donde T_o y ω_o es el par motor que acciona al rodete y la velocidad angular respectivamente, para condiciones de operación normal.

3.5 Grado de reacción.

El grado de reacción de una máquina hidráulica se puede definir como:

$$\sigma_r = \frac{\Delta P}{\gamma H_o} \tag{3.12}$$

Donde ΔP es el incremento de presión en el rodete y H_0 la altura suministrada por el impulsor al agua en una bomba o la altura aprovechada por el rodete de una turbina.

Así, si el grado de reacción es igual a cero, la maquina se denomina de acción (Turbina tipo Pelton) y si $0 < \sigma \leq 1$ la máquina se denomina de reacción (bombas y turbinas de los tipos Francis y Kaplan).

4. Conceptos de Pérdidas y Eficiencias Hidráulica, Volumétrica y Mecánica de una Bomba.

4.1 Pérdidas en bombas.

Las pérdidas que ocurren durante la operación de las bombas se pueden clasificar en pérdidas hidráulicas, volumétricas y mecánicas.

4.1.1 Pérdidas hidráulicas.

Las pérdidas hidráulicas son aquellas que disminuyen la carga que debe suministrar la bomba, y se consideran como tales, a las producidas por la fricción debida al contacto del agua con los elementos de la bomba (carcasa e impulsores), y a las ocasionadas por el cambio de dirección del flujo en tales elementos.

Las pérdidas hidráulicas en el orden que se presentan, se originan por:

- a) Fricción en la conexión de entrada.
- b) Pérdidas de carga a la entrada y salida del impulsor.
- c) Fricción en el impulsor.
- d) Fricción en la conexión de descarga.
- e) Fricción en la carcasa de la bomba.

4.1.2 Pérdidas volumétricas.

Se dividen en pérdidas exteriores (q_e) y pérdidas interiores (q_i). Las primeras se producen a través de la carcasa de la bomba y se reducen a medida que se mejora el cierre de ésta.

Las pérdidas interiores (q_i) son las mas importantes y tienen lugar en la vecindad de la sección de descarga, debido a que en ésta existe una mayor presión que en la sección de entrada, ocasionando una recirculación del flujo entre ambas secciones.

4.1.3 Pérdidas mecánicas.

Estas perdidas se deben principalmente al rozamiento del impulsor con la atmósfera de fluido que prevalece en la carcasa y al rozamiento mecánico del eje.

4.2 Eficiencia de las bombas.

De acuerdo con lo anterior las bombas tienen perdidas y, por tanto, no constituyen mecanismos perfectos para convertir la totalidad de la energía que reciben y es por ello que resulta importante conocer su eficiencia.

4.2.1 Eficiencia hidráulica.

La eficiencia hidráulica puede definirse como la relacion entre la carga que realmente suministra la bomba y la carga que proporciona el impulsor; en consecuencia, se puede expresar como:

$$\eta_h = \frac{H_b}{H_0} \quad (4.1)$$

donde:

η_h .- Eficiencia hidráulica de la bomba.

H_o .- Altura teórica proporcionada por el impulsor de la bomba
(Ecuación de Euler).

H_b .- Altura efectiva proporcionada por la bomba al agua.

De la ecuación anterior, se deduce que las pérdidas hidráulicas se calculan con la ecuación:

$$h_f = H_o - H_b = H_o(1 - \eta_h) \quad (4.2)$$

4.2.2 Eficiencia volumétrica.

La eficiencia volumétrica es la relación entre el gasto descargado por la bomba, y el gasto que teóricamente pasa a través del impulsor. Esta eficiencia puede expresarse como:

$$\eta_v = \frac{Q}{Q_o} \quad (4.3)$$

donde:

η_v - Eficiencia volumétrica.

Q_o .- Gasto teórico suministrado por el impulsor de la bomba
(Ecuación de Euler).

Q .- Gasto efectivo suministrado por la bomba.

De acuerdo con la ecuación de continuidad se obtiene:

$$Q_o = Q + q_e + q_i$$

De la ecuación(4.3) :

$$q_e + q_i = Q_o(1 - \eta_{lv}) \quad (4.4)$$

4.2.3 Eficiencia mecánica.

La eficiencia mecánica toma en cuenta las pérdidas mecánicas y se puede definir como la relación entre la potencia suministrada al impulsor por el eje y la potencia proporcionada al eje por el motor. Esta eficiencia puede expresarse como:

$$\eta_m = \frac{P_o}{P_a} \quad (4.5)$$

donde:

η_m .- *Eficiencia mecánica.*

P_o .- *Potencia suministrada al impulsor por el eje
(Ecuación de Euler).*

P_a .- *Potencia de accionamiento, potencia al freno, potencia absorbida o potencia en el eje, suministrada por el motor.*

De las tres eficiencias definidas, se puede obtener lo siguiente:

4.2.4 Eficiencia interna.

En esta eficiencia se toman en cuenta únicamente las pérdidas internas en la bomba, es decir, las hidráulicas y las volumétricas y se define como:

$$\eta_i = \frac{P}{P_o} \quad (4.6)$$

donde:

η_i .- Eficiencia interna.

P .- Potencia efectiva suministrada por la bomba al agua o potencia interna.

Por otra parte, como la potencia suministrada al impulsor por el eje debe ser:

$P_o = \gamma Q_o H_o$ y la potencia efectiva suministrada por la bomba resulta:

$$P_o = \gamma Q H_b$$

De las ecuaciones (4.1) , (4.3) y (4.6) se obtiene:

$$\eta_i = \eta_h \eta_v \quad (4.7)$$

4.2.5 Eficiencia total del conjunto bomba-motor.

De acuerdo con lo anterior, se obtiene la eficiencia total o eficiencia del conjunto bomba-motor, y en esta se toman en cuenta la totalidad de las pérdidas. Se define como:

$$\eta_{tot} = \frac{P}{Pa} \quad (4.8)$$

ó bien :

$$\eta_{tot} = \left(\frac{P}{Po}\right)\left(\frac{Po}{Pa}\right)$$

y, en consecuencia :

$$\eta_{tot} = \eta_h \eta_v \eta_m \quad (4.9)$$

Asimismo, es importante destacar que la potencia al freno no es la potencia que el motor toma de la red y para obtener esta ultima será necesario calcular el cociente:

$\frac{Pa}{\eta_e}$, siendo η_e la eficiencia del motor.

5. Curvas Características Teóricas de una Bomba.

Las curvas características reales de operación, que se analizan en el noveno capítulo de este curso, son de gran utilidad en las bombas. De ellas, la más transcendental es $H = f(Q)$, o curva carga-gasto, que debe ser obtenida en laboratorio y proporcionada por el fabricante. Sin embargo, es importante hacer su deducción con base en la hipótesis de un comportamiento ideal sin tomar en cuenta las pérdidas anteriormente estudiadas.

De acuerdo con la ecuación (3.4) la primera forma de la Ecuación de Euler para una bomba puede escribirse como:

$$H_0 = \frac{U_2 C_{2U} - U_1 C_{1U}}{g}$$

Considerando los triángulos de velocidades a la entrada y salida en un impulsor con flujo radial, al final se tendrá que:

$$C_{1U} = C_{1r} \operatorname{ctg} \alpha_1 \quad (5.1)$$

y

$$C_{2U} = U_2 - C_{2r} \operatorname{ctg} \beta_2 \quad (5.2)$$

Al substituir las ecuaciones (5.1) y (5.2) en la Ecuación de Euler resulta:

$$H_0 = \frac{1}{g} \left[U_2 (U_2 - C_{2r} \operatorname{ctg} \beta_2) - U_1 C_{1r} \operatorname{ctg} \alpha_1 \right]$$

Ahora bien, para obtener una mejor eficiencia del equipo de bombeo, los alabes del impulsor se diseñan de tal manera que la entrada del agua al mismo sea radial ($\alpha_1 = 90^\circ$) y con esto la ecuación anterior se reduce a:

$$H_o = \frac{1}{g} \left[U_2 (U_2 - C_{2r} \operatorname{ctg} \beta_2) \right] \quad (5.3)$$

Por otra parte, de la ecuación (3.10), se tiene que:

$$Q_o = 2\pi r_2 b_2 (1 - r_a) C_{2r}$$

y con esto se obtiene que:

$$C_{2r} = \frac{Q_o}{2\pi r_2 b_2 (1 - r_a)} \quad (5.4)$$

Luego, de la ecuación (5.3) resulta:

$$H_o = \frac{1}{g} \left[U_2 \left(U_2 - \frac{Q_o \operatorname{ctg} \beta_2}{2\pi r_2 b_2 (1 - r_a)} \right) \right] \quad (5.5)$$

si se hace:

$$U_2 = \frac{\pi \omega r_2}{30}$$

la ecuación anterior adquiere la forma:

$$H_o = \frac{1}{g} \left[\frac{\pi r_2}{30} \right]^2 \omega_o - \frac{\omega_o Q_o \operatorname{ctg} \beta_2}{60 g b_2 (1 - r_2)} \quad (5.6)$$

si ahora se hace que:

$$A = \frac{1}{g} \left[\frac{\pi r_2}{30} \right]^2$$

y

$$B = \frac{1}{60 g b_2 (1 - r_2)}$$

Se obtiene:

$$H_o = A \omega_o^2 - B \omega_o Q_o \operatorname{ctg} \beta_2 \quad (5.7)$$

Si se considera que $\omega_o = \text{cte.}$ para el caso de flujo permanente, de la ecuación (5.7), puede deducirse que existe una relación lineal entre H_o y Q_o , y la pendiente de la recta depende de las propiedades geométricas del impulsor, de tal manera que es posible distinguir tres casos (véase la figura 5.1).

$$\beta_2 = 90^\circ \quad , \quad H_o = A \omega_o^2$$

$$\beta_2 > 90^\circ \quad , \quad \frac{dH_o}{dQ_o} > 0$$

$$\beta_2 < 90^\circ \quad , \quad \frac{dH_o}{dQ_o} < 0$$

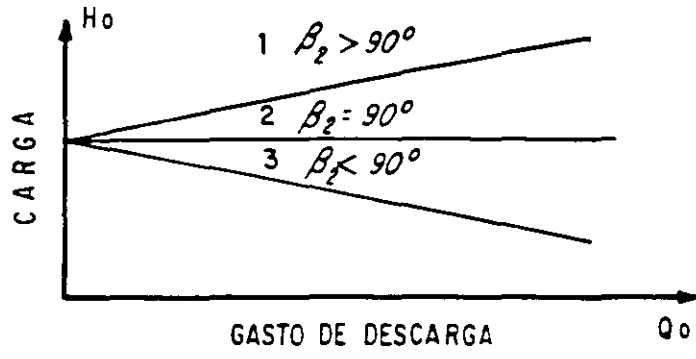
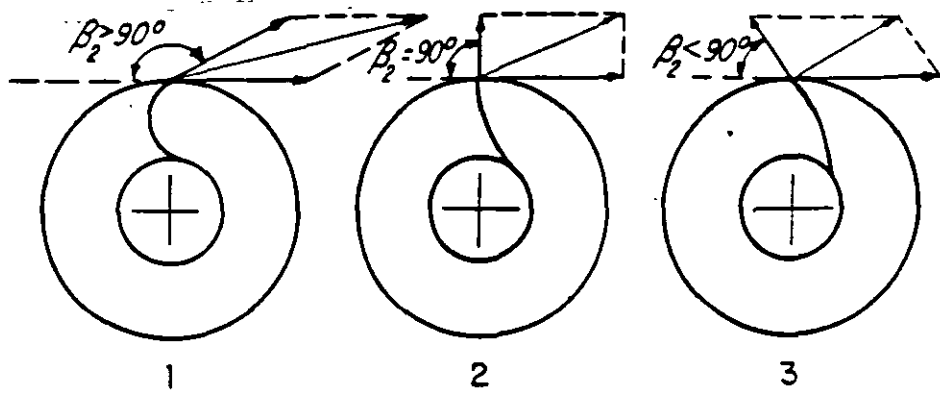


FIGURA 5.1

Para $\beta_2 < 90^\circ$, el impulsor tiene los álabes curvados hacia atrás y esta es una condición indispensable para una buena eficiencia de la bomba, lo cual nunca podría lograrse en los casos donde $\beta_2 \geq 90^\circ$.

6. Leyes de similitud para Bombas.

Concepto de Velocidad Específica.

6.1 Generalidades.

Los fabricantes de maquinas hidráulicas disponen de laboratorios de modelos para experimentar los proyectos de nuevas maquinas, siendo el costo de construcción y experimentación del modelo muy pequeño en comparación con el costo del prototipo.

La obtención de valores precisos para la operación del prototipo a partir de su estudio en un modelo, implica la existencia de una semejanza dinámica entre ambos, la cual requiere de una semejanza geométrica y una semejanza cinemática.

En el caso de las maquinas hidráulicas, la semejanza cinemática solo se podría cumplir si el numero de Reynolds en el modelo y prototipo fuese el mismo, aunque en la practica esto resulta imposible. Así , por ejemplo, supóngase que se construye un modelo reducido de una bomba centrífuga, para el manejo de agua, con escala 1:5, siendo $\omega_p = 1,000$ rpm la velocidad angular de operación del prototipo y, considerando que el experimento con el modelo se realiza también con agua, al igualar el valor del numero de Reynolds para modelo y prototipo, se tendría lo siguiente:

$$R_m = R_p$$

$$\frac{D_m U_m}{U_m} = \frac{D_p U_p}{U_p}$$

como $U_m = U_p$, resulta que :

$$D_m U_m = D_p U_p \quad (6.1.)$$

donde:

D_m, D_p - Diámetro del impulsor en el modelo y prototipo, respectivamente.

U_m, U_p - Velocidad tangencial, en el modelo y prototipo, respectivamente.

ν - Viscosidad cinemática del agua.

Por otra parte, se sabe que:

$$U_m = \frac{2\pi D_m \omega_m}{60} \quad \text{y} \quad U_p = \frac{2\pi D_p \omega_p}{60}$$

Sustituyendo estas expresiones en la ecuación (6.1), se obtiene:

$$\omega_m = \left[\frac{D_p}{D_m} \right]^2 \omega_p \quad (6.2)$$

Como $D_p = 5 D_m$ resulta que $\omega_m = (5)^2 (1,000) = 25,000 \text{ rpm}$

Tomando en cuenta el valor obtenido para la velocidad angular del modelo, puede concluirse que es imposible obtenerla en el laboratorio.

De acuerdo con lo anterior, se deduce que no es posible considerar la viscosidad en un análisis de modelos, lo cual conduce a la hipótesis simplificatoria de que la semejanza geométrica implica la semejanza dinámica.

Los resultados obtenidos a partir de la hipótesis mencionada en el párrafo anterior, en la práctica han resultado ser bastante confiables, con excepción de la predicción de la eficiencia del prototipo a partir de la obtenida en el modelo.

Para solucionar el problema anterior, se han desarrollado fórmulas a partir de experimentos para predecir la eficiencia de prototipos de bombas, a partir de las obtenidas en el análisis de modelos.

Para el caso de las bombas, se ha utilizado la siguiente fórmula con buenos resultados:

$$\eta_2 = 1 - (1 - \eta_1) \left[\frac{\omega_1}{\omega_2} \right]^{0.10} \quad (6.3)$$

Donde:

η_1, η_2 Eficiencia de una misma bomba para velocidades angulares ω_1 y ω_2 respectivamente.

A continuación, se establecen las leyes de semejanza para el caso de las bombas rotodinámicas. Dichas leyes sirven básicamente para obtener los siguientes resultados:

a) Predecir el comportamiento de una bomba de distinto tamaño pero geoméricamente semejante a otra, cuyos parámetros hidráulicos (gasto, altura, potencia etc.), son conocidos trabajando en las mismas condiciones, fundamentalmente cuando estas corresponden al caso de la eficiencia máxima.

b) Para predecir el funcionamiento de una misma bomba, cuando varía alguno de sus parámetros hidráulicos, principalmente en el caso de eficiencia máxima.

6.2 Leyes de Semejanza.

Las leyes de semejanza para máquinas hidráulicas y, particularmente, para el caso de las bombas, se obtienen con base en considerar que existe igualdad entre los números de Froude y los de gasto para dos bombas que tienen semejanza geométrica, es decir:

$$F_p = F_m \quad (6.4)$$

y

$$\Omega_p = \Omega_m \quad (6.5)$$

donde:

$$F = \frac{\omega D}{\sqrt{gH}} \quad (6.6)$$

y

$$\Omega = \frac{Q}{\omega D^3} \quad (6.7.)$$

De acuerdo con lo anterior se pueden obtener fácilmente las siguientes leyes:

Primera Ley.- Los gastos proporcionados por dos bombas geoméricamente semejantes, son directamente proporcionales al producto entre la relación de velocidades angulares y el cubo de la relación entre los diámetros.

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \left[\frac{\omega_1}{\omega_2} \right] \left[\frac{D_1}{D_2} \right]^3 \quad (6.8)$$

En la ecuación (6.8), se pueden tener dos casos particulares, a saber :

a) Si los diámetros de las bombas, son los mismos se tendrá que: •

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{W_1}{W_2} \quad (6.8a)$$

b) Si la velocidad angular es la misma:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \left[\frac{D_1}{D_2} \right]^3 \quad (6.8b)$$

Segunda Ley.- La relación de cargas proporcionadas por dos bombas geoméricamente semejantes, es directamente proporcional al producto de los cuadrados entre las relaciones de velocidad angular y los diámetros.

$$\frac{H_1}{H_2} = \left[\frac{\omega_1}{\omega_2} \right]^2 \left[\frac{D_1}{D_2} \right]^2 \quad (6.9)$$

En forma análoga a la ecuación (6.8), en la ecuación (6.9), también se pueden distinguir dos casos particulares, a saber:

a) Si los diámetros de las bombas son los mismos, se puede escribir:

$$\frac{H_1}{H_2} = \left[\frac{\omega_1}{\omega_2} \right]^2 \quad (6.9a)$$

b) Si la velocidad angular es la misma.

$$\frac{H_1}{H_2} = \left[\frac{D_1}{D_2} \right]^2 \quad (6.9b)$$

Tercer Ley.- La relación de potencias suministradas por dos bombas geoméricamente semejantes, es directamente proporcional al producto entre el cubo de la relación de velocidades angulares y la relación de diámetros elevada a la quinta potencia.

$$\frac{P_1}{P_2} = \left[\frac{\omega_1}{\omega_2} \right]^3 \left[\frac{D_1}{D_2} \right]^5 \quad (6.10)$$

Los casos particulares que se pueden obtener de la ecuación (6.10), son:

a) Si los diámetros de las bombas son los mismos:

$$\frac{P_1}{P_2} = \left[\frac{\omega_1}{\omega_2} \right]^3 \quad (6.10a)$$

b) Si la velocidad angular es la misma:

$$\frac{P_1}{P_2} = \left[\frac{D_1}{D_2} \right]^5 \quad (6.10b)$$

6.3 Velocidad Específica en Bombas.

De acuerdo con la primera y segunda leyes de similitud, se puede obtener:

$$\frac{\omega_1 \sqrt{Q_1}}{H_1^{3/4}} = \frac{\omega_2 \sqrt{Q_2}}{H_2^{3/4}} \quad (6.11)$$

La ecuación anterior, permite definir un parámetro muy importante para clasificar las características de eficiencia y geometría de una bomba, que se conoce como velocidad específica y se expresa como:

$$N_s = K_s \frac{\omega \sqrt{Q}}{H_b^{3/4}} \quad (6.12)$$

Como puede verse, la velocidad específica no tiene las unidades de una velocidad, aunque físicamente puede interpretarse como aquella a la que debe girar un impulsor, cuando los valores del gasto suministrado y la carga son

unitarios. Las unidades que se utilizan para valuar el parámetro en estudio, son las siguientes:

Sistema	W	Q	H	Ks
MKS(Grav), S.I.	rpm.	m ³ /s	m	1
Ingles	rpm.	G.p.m.	ft	1

Cuando el impulsor de una bomba es de doble succión, en la ecuación (6.12), deberá substituirse el gasto suministrado por $Q/2$, o bien mencionar que N_s es para doble succión; asimismo, cuando la bomba sea de pasos múltiples, la velocidad específica deberá calcularse para la carga correspondiente a un solo impulsor, para las bombas centrífugas, comúnmente usadas en proyectos de ingeniería hidráulica N_s varía entre 10 y 82 para unidades del sistema M.K.S. Gravitacional

Tipo de flujo	Velocidad específica
Flujo radial	$N_s \leq 82$
Flujo mixto	$82 < N_s \leq 150$
flujo axial	$150 < N_s \leq 316$

Un corolario importante que resulta de la ecuación (6.11), consiste en que todas las bombas geoméricamente semejantes, en condiciones de eficiencia máxima, tienen la misma velocidad específica.



**FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.
DIVISION DE EDUCACION CONTINUA**

**CURSOS INSTITUCIONALES
COMISIÓN DEL AGUA DEL ESTADO DE MEXICO**

SELECCIÓN Y APLICACIÓN DE EQUIPOS DE BOMBEO
Del 5 al 9 de julio de 1999.

Anexo II

Ing. Enrique Heras Herrera
Palacio de Minería
1999.

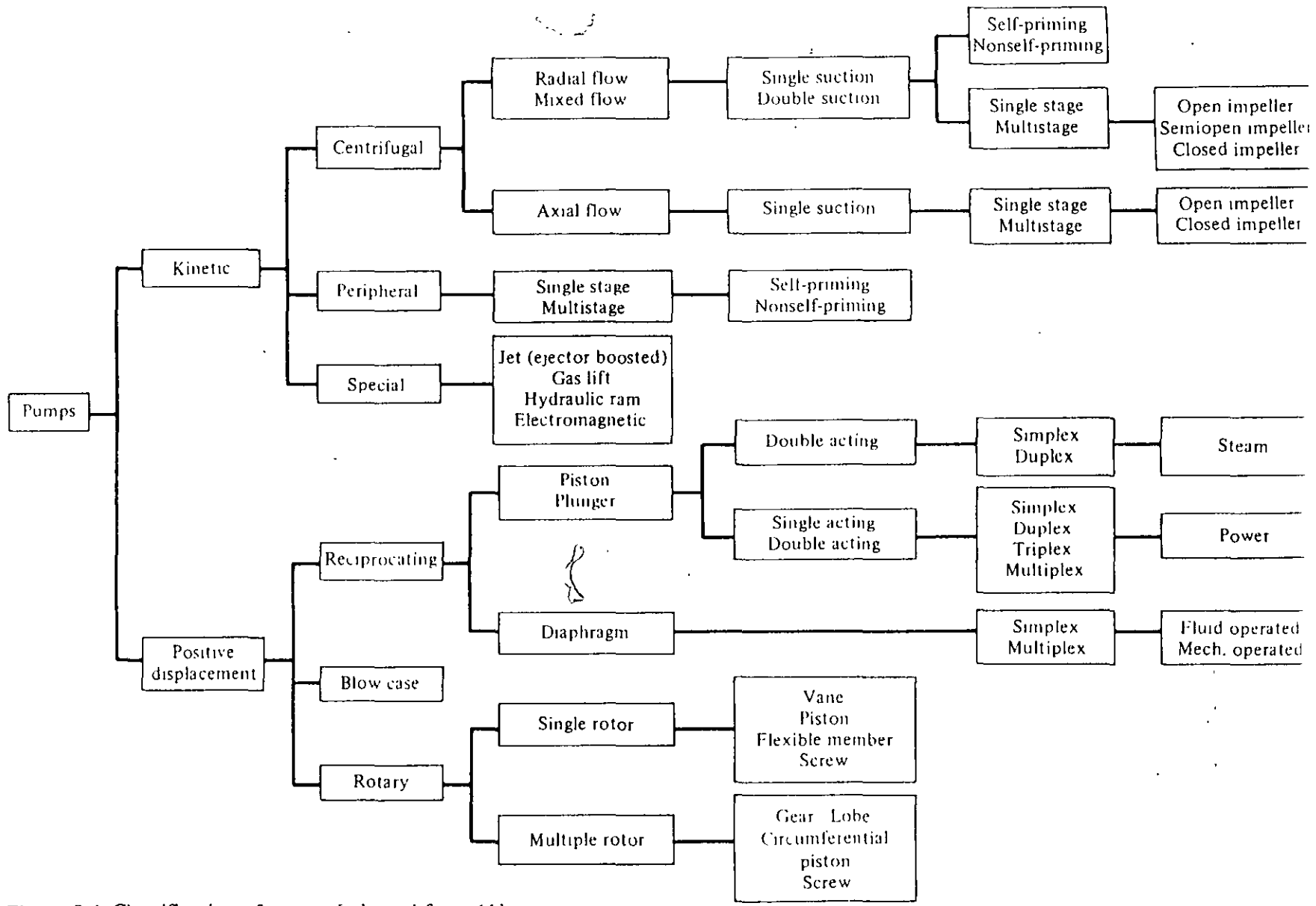


Figure 8-4 Classification of pumps [adapted from 11].

PUMPS AND PUMP SYSTEMS

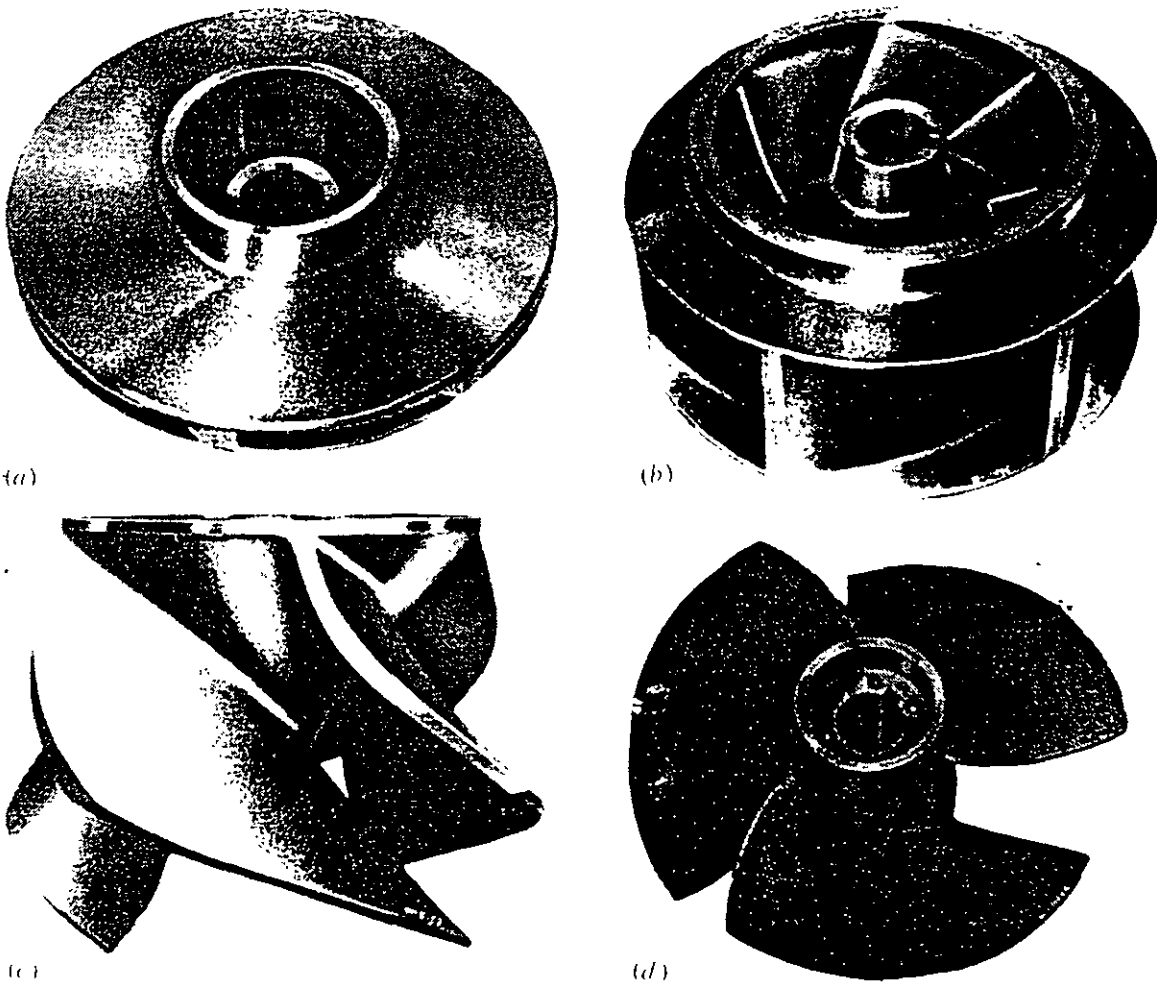


Figure 8-6 Typical impellers used in centrifugal pumps. (a) Closed single-suction, (b) Closed double-suction, (c) Open, (d) Semi-open. (Courtesy, Worthington)

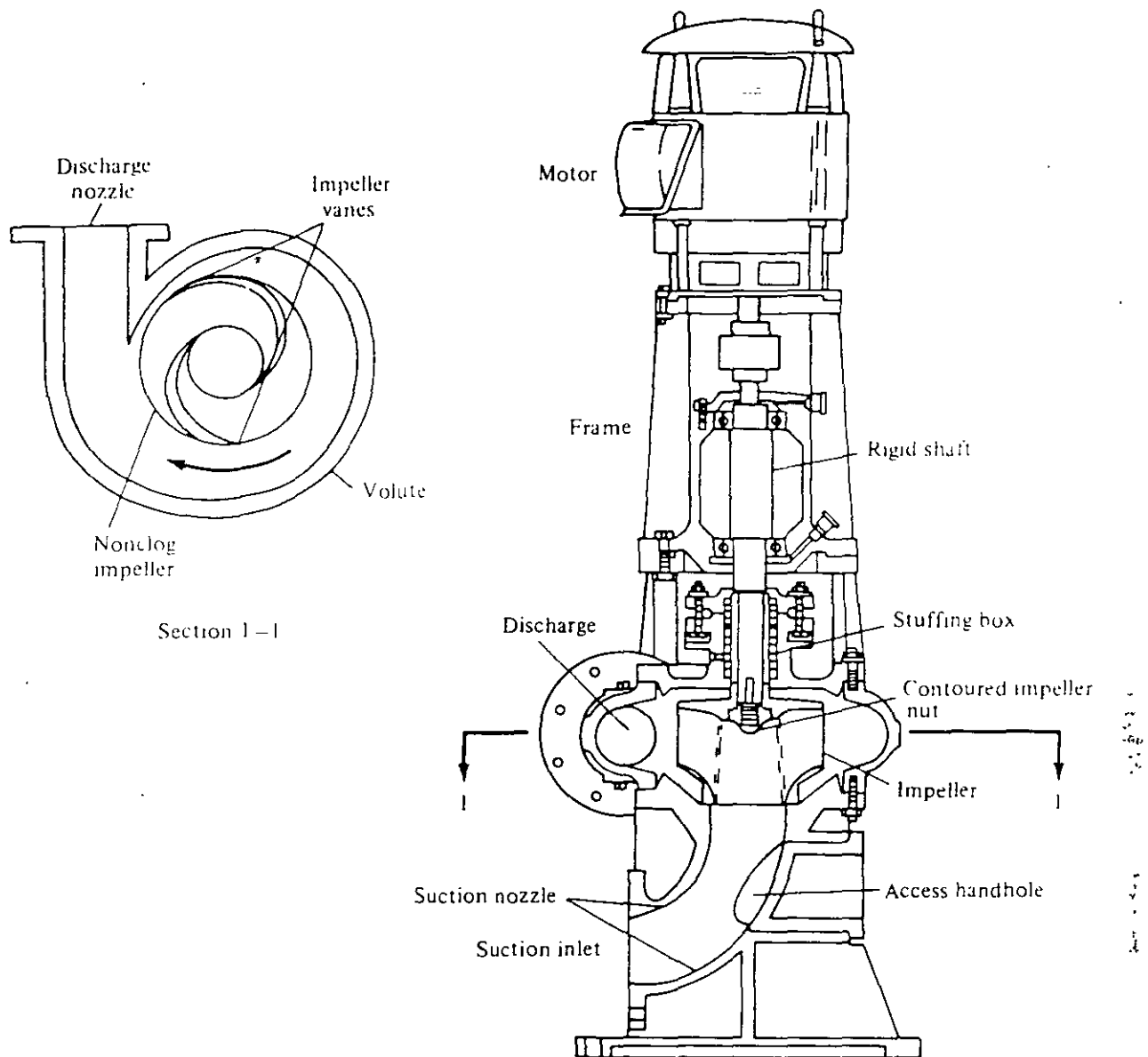


Figure 8-8 Typical vertical radial-flow wastewater pump.

The specific speed of mixed-flow pumps varies from about 80 to 200 (4000 to 10,000 in U.S. customary units). As the specific speed increases from 80 to 120 to 200, the pump characteristics of a mixed-flow pump become more like those of an axial-flow pump. The shape of the impeller and the design of the pump also vary.

Mixed-flow volute pumps are suitable for pumping untreated wastewater and storm water, especially in the specific-speed range between 80 and 120 (see Fig. 8-10). They are available in sizes of 200 mm (8 in) and larger and for heads of up to 15 to 18 m (50 to 60 ft). They operate at higher speeds than the radial-flow nonclog pumps, are usually of lighter construction, and, where applicable, cost less than corresponding nonclog pumps. The size of the solid that the mixed-flow volute pump can pass is much smaller than can be handled by a nonclog pump of the same size, but the 200-mm (8-in) mixed-flow pump can pass a 75-mm (3-in)-diameter solid. Impellers may be either open or enclosed, but enclosed is preferred.

Table 8-1 Operating characteristics of various types of wastewater pumps

Characteristics	Centrifugal pumps			
	Radial-flow	Mixed-flow	Axial-flow	Screw pumps
1. Flow	Even	Even	Even	Even
2. Effect of increasing head on:				
(a) Capacity	Decrease	Decrease	Decrease	^a
(b) Power required	Decrease	Small decrease to large increase	Large increase	
3. Effect of decreasing head on:				
(a) Capacity	Increase	Increase	Increase	^b
(b) Power required	Increase	Slight increase to decrease	Decrease	^b
4. Effect of closing discharge valve on:				
(a) Pressure	Up to 30% increase	Considerable increase	Large increase	Not applicable
(b) Power required	Decrease 50-60%	10% decrease to 80% increase	Increase 80-150%	Not applicable

^aHead on screw pump can be increased only by lowering suction level, which will decrease capacity and power required.

^bHead on screw pump can only be decreased by raising suction level and flooding screws. Capacity will remain constant and power required will decrease.

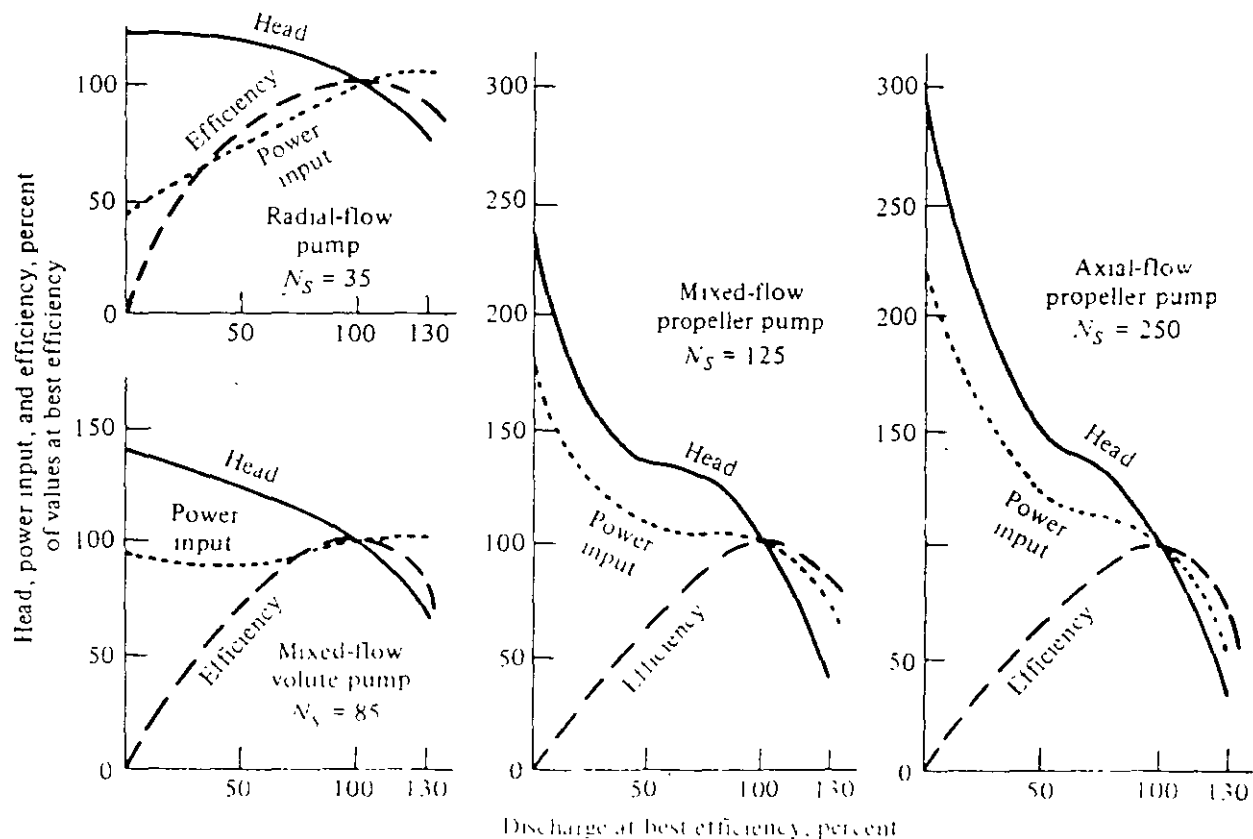


Figure 8-15 Typical centrifugal pump characteristic curves.

the hydraulic losses through the new process so that an existing outfall can be used.

Most screw pumps are installed outdoors, and only the drive unit is housed. The pumps should be installed in individual inlet channels, with slide gates, so that the inlet to the pump can be isolated and dewatered to allow the

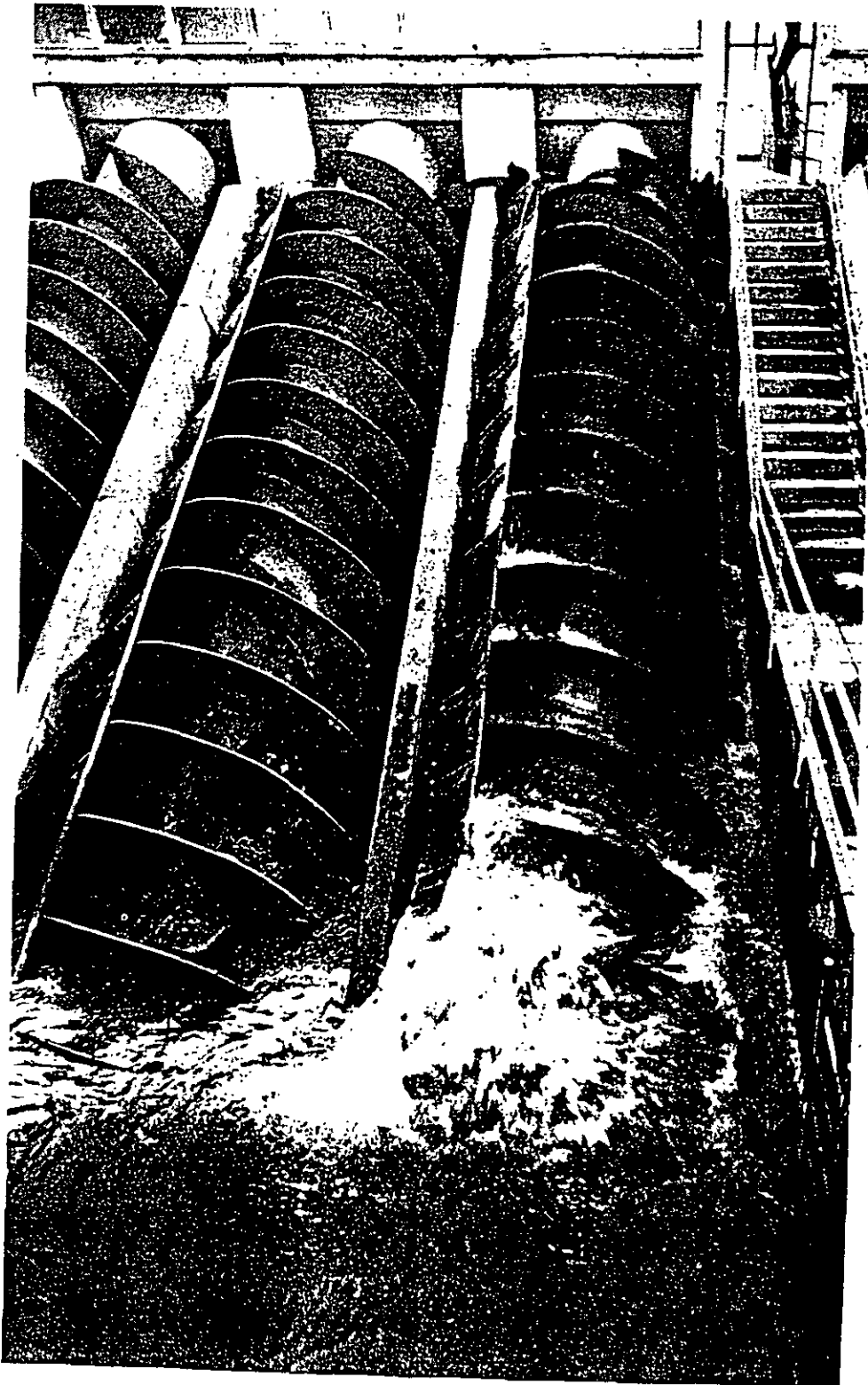
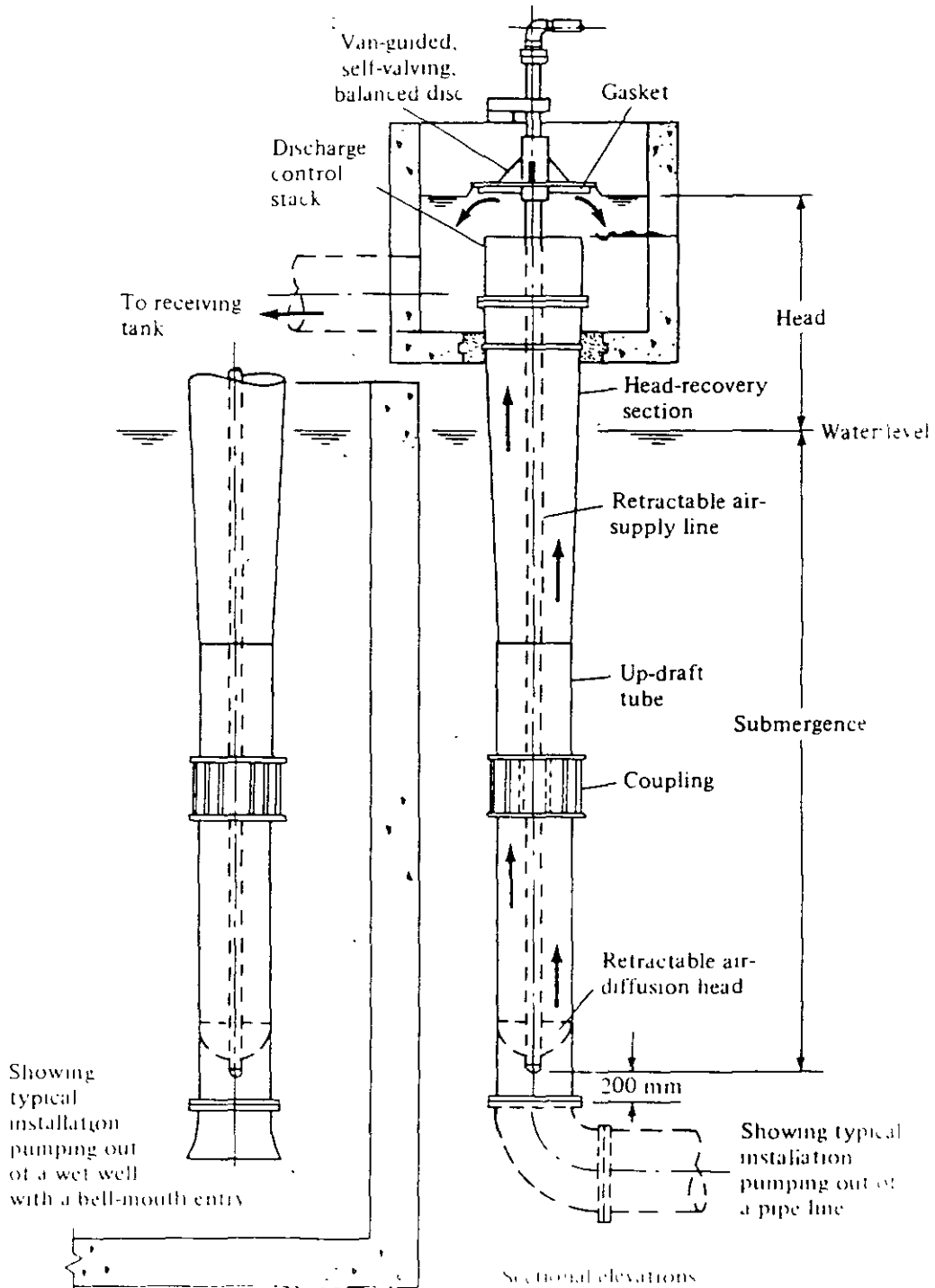
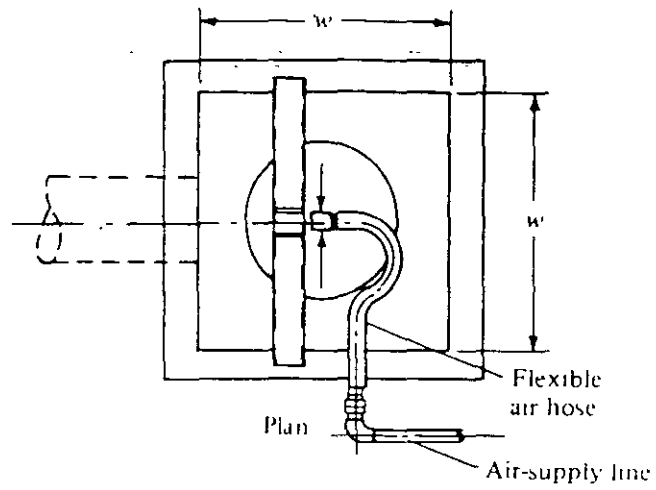


Figure 8-12 Photograph of row of screw pumps



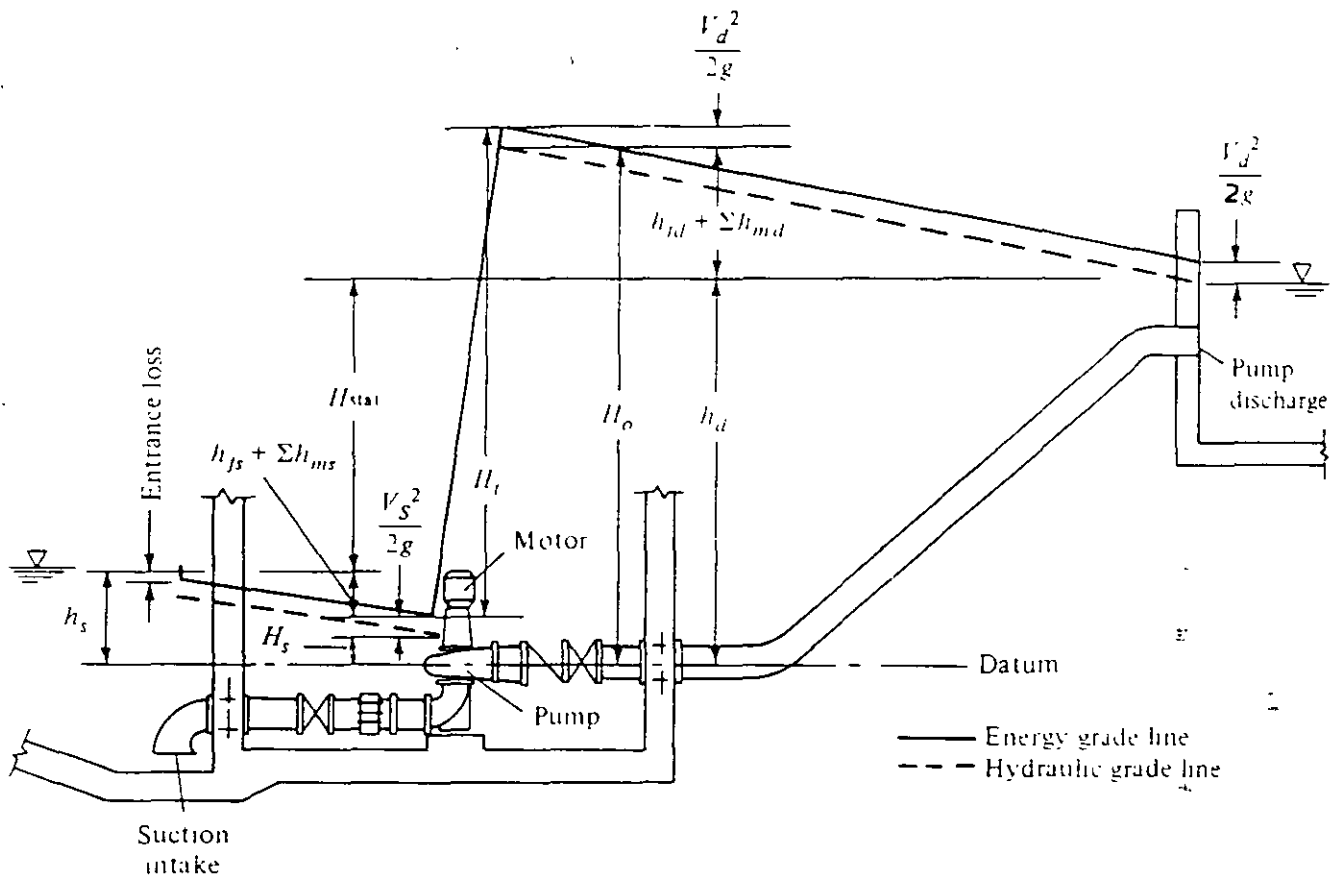


Figure 8-1 Definition sketch for the head on a pump.

Screw Pumps

The screw pump, classified as a *positive-displacement pump*, is probably the world's oldest type of pump, but it has only recently received general acceptance in the United States for pumping wastewater. It is based on the Archimedes screw principle in which a revolving shaft fitted with one, two, or three helical blades rotates in an inclined trough and pushes the wastewater up the trough (see Fig. 8-12). The screw pump has two distinct advantages over centrifugal pumps when pumping wastewater: (1) it can pump large solids without clogging, and (2) it operates at a constant speed over a wide range of flows with relatively good efficiencies.

Screw pumps are available in sizes ranging from 0.3 to 3 m (1 to 10 ft) in screw diameter and capacities ranging from 0.01 to 3.2 m³/s (150 to 50,000 gal/min). Larger pumps are available from some manufacturers. The angle of inclination has been standardized at either 30 or 38°. A pump installed at a 30° angle will pump more than one installed at a 38° angle, but it will take up more space. The total head for a screw pump is limited to a lift of about 9 m (30 ft). This limit is imposed by structural requirements of the screw.

The pumps are usually driven by a constant-speed motor and gear reducer at 30 to 50 rev/min. Normal efficiencies are about 85 percent at maximum capacity and 65 percent at 25 percent of maximum capacity. The pump capacity depends on the depth of the liquid entering the screw; the lower the level, the less the capacity.

Because of its nonclog characteristics and its variable-capacity pumping, the screw pump could be useful in several wastewater pumping applications, including (1) low-lift pumping of untreated wastewater, (2) storm-water pumping, (3) return-sludge pumping, and (4) effluent pumping. Another potential use is at a treatment plant when it is expanded to secondary or advanced waste treatment. A low-lift pump is often required to provide only enough head for

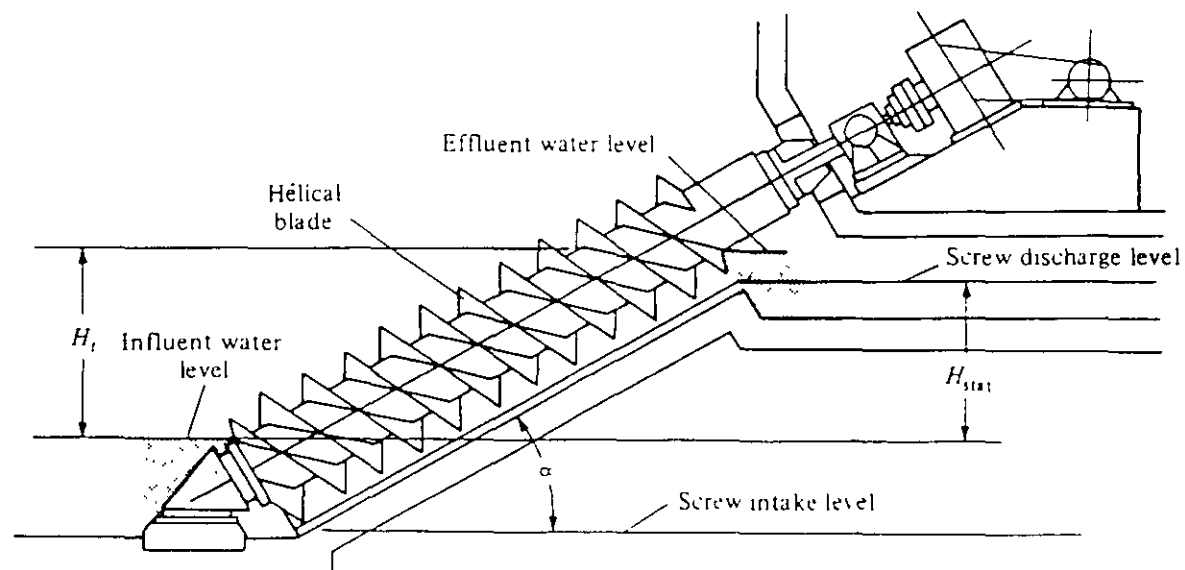


Figure 8-12 Cross section of typical screw pump

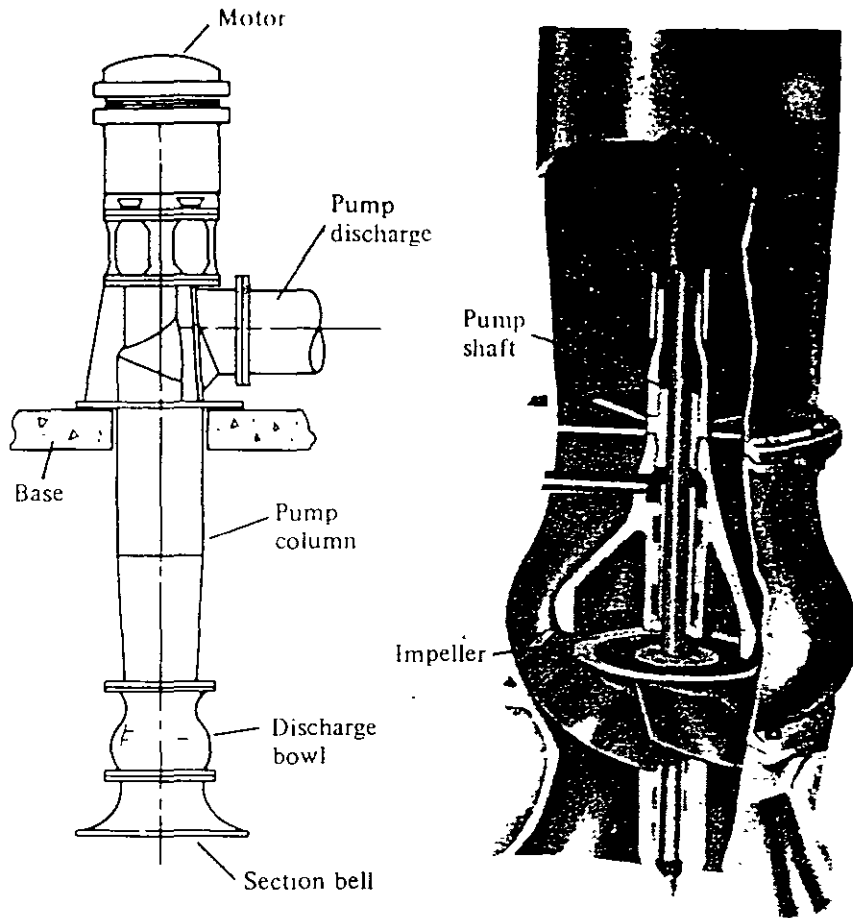


Figure 8-10 Vertical mixed-flow centrifugal pump (Courtesy Johnston Pump Company)

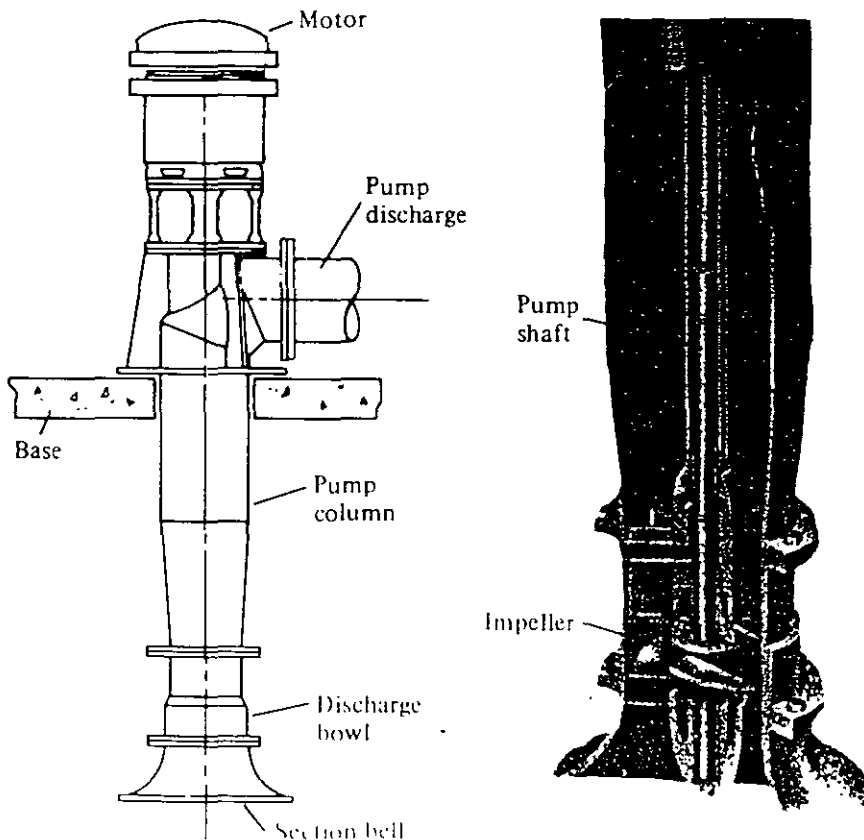


Figure 8-11 Axial flow centrifugal pump (Courtesy Johnston Pump Company)

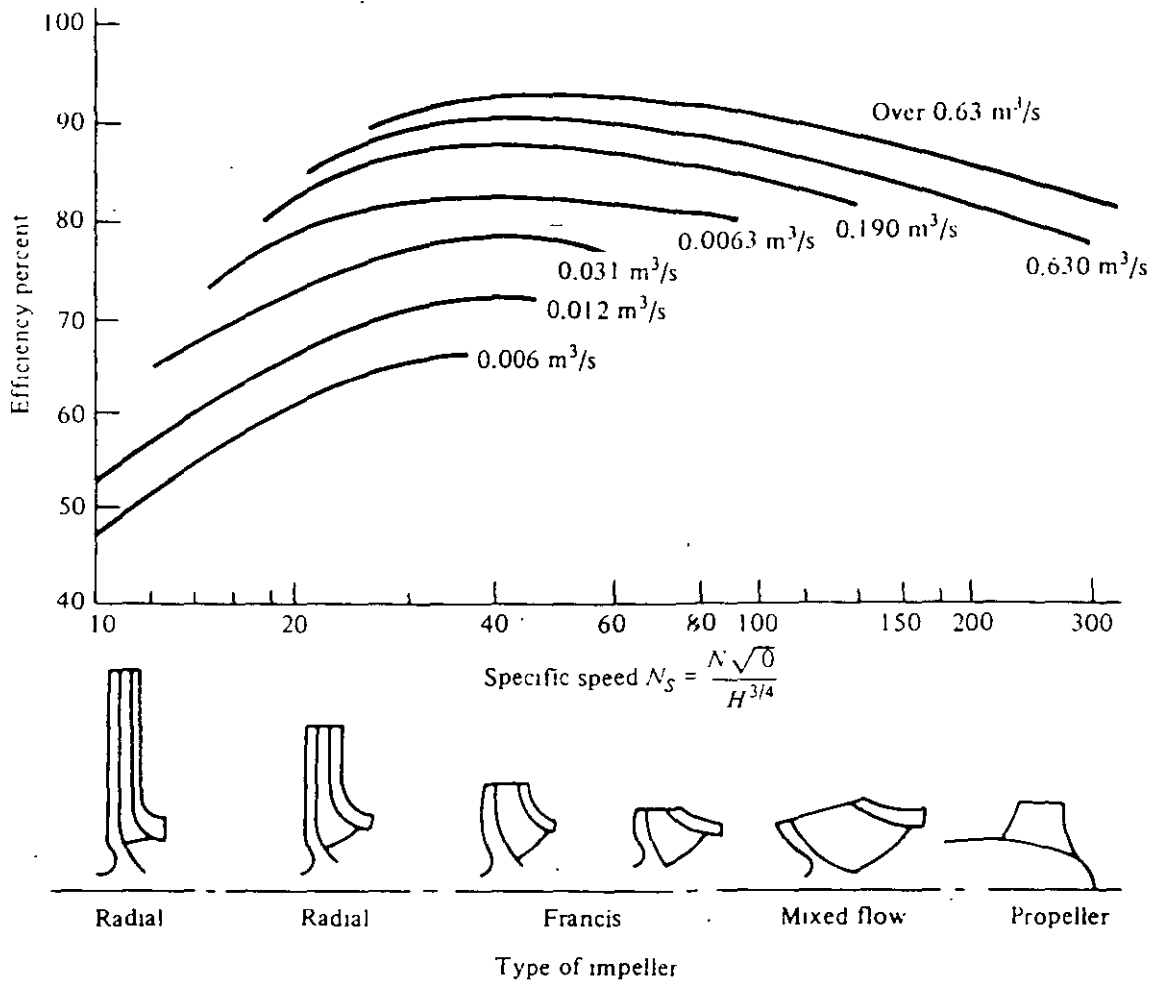


Figure 8-7 Pump efficiency vs. specific speed and pump size.

Wastewater pumps must be able to pass solids that enter the collection system. Because a 70-mm (2.5-in)-diameter solid can pass through most domestic toilets, it is common practice to require that pumps be able to discharge a 75-mm (3-in) solid. Most 100-mm (4-in) pumps—pumps with a 400-mm discharge opening—normally should be able to pass 75-mm (3-in)-diameter solids, and 200-mm (8-in) pumps should be able to pass 100-mm (4-in)-diameter solids, etc. The size of the solid that a pump can discharge becomes correspondingly larger as the pump size increases, up to 200-mm (8-in) or larger solids for 900-mm (36-in) pumps, depending on the design. Nonclog pumps smaller than 100 mm (4 in) should not be used in municipal pumping stations for handling untreated wastewater.

Mixed-flow pumps. The impellers used for mixed-flow pumps may be installed either in volute-type casings, which are designated *mixed-flow volute pumps*, or in diffusion-type casings similar to propeller pumps, which are designated *mixed-flow propeller pumps*. Francis-type and mixed-flow impellers may be available for the same casing design; the Francis-type impellers are designed for heads greater than 30 m (100 ft).



**FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.
DIVISION DE EDUCACION CONTINUA**

**CURSOS INSTITUCIONALES
COMISION DEL AGUA DEL ESTADO DE MEXICO**

SELECCIÓN Y APLICACIÓN DE EQUIPOS DE BOMBEO
Del 5 al 9 de julio de 1999.

*Selección de Equipos de Generación de Aire en Plantas de Tratamiento de Aguas y
de Aguas Residuales*

Ing. Enrique Heras Herrera
Palacio de Minería
1999.

101	INTRODUCTION
102	GLOSSARY
104	GENERAL DESCRIPTION
110	UNIT SELECTION
113	CONTROL SYSTEMS
117	BLOWER/COMPRESSOR OPERATION
121	MAINTENANCE
123	TROUBLESHOOTING
133	REFERENCES

Blowers and Compressors

*I*NTRODUCTION

A blower can best be described as a single or multiple-stage mechanical device used to produce relatively large volumes of air or gas at or near atmospheric pressure. A compressor can be classified as a single or multiple-stage device designed to produce lower volumes of air at higher pressures. While both machines may be used to perform some of the same functions, application and pressure range usually determines whether the device is called a blower or a compressor. Because their function may be the same, the terms blower and compressor at times are used interchangeably.

Among many wastewater treatment uses, blowers and compressors are used to provide oxygen and mixing for biological treatment, solids digestion, combustion, and nitrogen fixation. Other uses, especially for the positive displacement type, are to provide an economical flexible source of power to operate pneumatic equipment, pumps, and tools and for instrument air supply.

Blowers and compressors are generally classified as either displacement or dynamic. Displacement blowers or compressors are units in which successive volumes of air are confined within a closed space of fixed volume. Pressure is increased by reducing the volume of the closed space. As a result of this compression action, the following principles apply:

- The pressure will continue to increase to higher and higher values unless it is externally controlled,
- The rate of free air or gas delivered will decrease as the pressure increases; and
- The amount of heat generated will rise progressively as pressure increases.

Most of these machines use pistons, vanes or other pumping mechanisms to draw air from the atmosphere, compress it, and discharge it into a receiver.

Dynamic units, also called continuous flow or velocity-type com-

pressors, are machines which use changes in kinetic energy to produce pressure. Kinetic energy is imparted to the air or gas by motion, either by rotating the gas at high speed or by providing an impulse in the direction of flow. In a dynamic machine, the acceleration of the air causes a negative pressure at the inlet port and deceleration at the outlet causes an increase in pressure. The degree of pressure change is directly related to the speed of the rotating member of the machine.

GLOSSARY

Various organizations such as the American Standards Association (ASA), American Society of Mechanical Engineers (ASME) and the American Society of Testing Materials (ASTM) have developed the following standard nomenclature, definitions, and formulas for compressors and compressor practices.

Brake horsepower—the actual or useful horsepower of an engine.

Capacity, compressor—actual volume flow of a gas at the compressor inlet under conditions of total temperature, pressure, and composition.

Clearance volume—the amount of space between the piston and head at full compression in a reciprocating piston-type compressor.

Compressed air—air that has been reduced in volume, thereby exerting a pressure

Compression, adiabatic—compression when no heat is transferred to or from the gas.

Compression, isothermal—compression which takes place slowly enough to allow the heat from the compression to be dissipated; thus, maintaining a constant temperature.

Compression ratio—ratio of the absolute discharge pressure to the absolute inlet pressure.

Displacement—volume displaced per unit of time; usually measured in litres per second (L/s) or cubic feet per minute (cfm). It is usually used for reciprocating compressors and is calculated by multiplying the volume of the cylinder(s) by the number of strokes per second or minute.

Efficiency, mechanical—ratio of the horsepower conveyed in the air or gas to the brake horsepower.

Efficiency, volumetric—ratio of the capacity of a compressor to the displacement in reciprocating machines.

Free air—air at existing atmospheric conditions.

Gas Laws—four common laws show the interrelationship between pressure, volume, and temperature of gases: Boyle's Law, Charles' Law, Combined Gas Law, and the General Gas Law. They may be used to calculate blower requirements for many varying conditions. The first three laws are used when the quantity of air remains unchanged; while the fourth permits calculations involving a change in the quantity of air

- Boyle's Law—refers to the relationship between changes in pressure (p) and (V) volume without any temperature change. It shows that the absolute pressure of a mass of gas varies inversely to the volume, so long as the temperature remains unchanged:

$$p_1V_1 = p_2V_2 \quad (1)$$

When V is measured in L (cu ft) and p is measured in kPa (psf), an approximation for the free air calculation is:

$$V_{FA} = \frac{V(p + 100)}{100} \text{ in metric units} \quad (2)$$

$$V_{FA} = \frac{V(p + 2100)}{2100} \text{ in customary units} \quad (2a)$$

- **Charles' Law**—refers to the relationship between the changes in pressure and volume by temperature change. It shows that the volume or pressure of a mass of air is directly proportional to its absolute temperature, so long as there is only the one variable:

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{T_1}{T_2} \text{ or } \frac{V_1}{V_2} = \frac{T_1}{T_2} \quad (3)$$

- **Combined Gas Law**—combines the Boyle and Charles Laws to account for variations in pressure, volume and temperature:

$$\frac{p_1 V_1}{T_1} = \frac{p_2 V_2}{T_2} \quad (4)$$

- **General Gas Law**—adds terms to the Combined Gas Law to cover changes in mass.

$$mR = \frac{pV}{T} \quad (5)$$

For any mass of a particular gas, the quantity (pV/T) is constant.

These equations may be mathematically manipulated to find the solution for any variable. The nomenclature used in these equations is:

- p = absolute pressure Pa (psfa)
- p_1 = inlet absolute pressure
- p_2 = discharge absolute pressure
- V = volume at temperature T and pressure p , m^3 (cu ft)
- V_1 = inlet volume
- V_2 = discharge volume
- V_{FA} = volume of free air
- T = absolute temperature, °K (°R)
- T_1 = inlet absolute temperature
- T_2 = discharge absolute temperature
- m = mass, kg (lbm)
- R = (53.34 ft-lb/lbm-°R) constant for a particular gas;
for air $R = 2870 \text{ N}\cdot\text{m}/\text{kg}\cdot\text{°K}$

Head—energy (per unit mass) caused by velocity, pressure, or elevation.

Intercooler—a device used to remove the heat from compression between compressor stages

Load factor—ratio of the average load to the maximum rated load of the compressor during a given period of time.

Power—the rate of work performed per unit of time.

Pressure, absolute—the pressure above a perfect vacuum. It is equal to the positive gauge pressure plus atmospheric pressure. Units for absolute pressure are pascals (Pa) or pounds per square inch, absolute (psia).

Pressure, atmospheric—pressure exerted by the atmosphere in all directions. It is equal to about 100 kPa (14.7 psi) at sea level.

Pressure, differential—the difference in pressure between any two points within a system.

Pressure, discharge—absolute total pressure measured at the outlet flange of a compressor.

Pressure, gauge—pressure above or below atmospheric pressure, measured in pascals (Pa) or pounds per square inch gauge (psig).

Pressure, hydrostatic—pressure equally exerted in all directions within a confined liquid or gas.

Pressure, intake—absolute total pressure measured at the inlet flange of a compressor.

Pressure, rise—difference between the outlet and inlet pressure.

Specific gravity, air or gas—ratio of the weight of a specific air or gas to the weight of dry air at the same temperature and pressure.

Standard air—air at 20°C (68°F), a pressure of 100 kPa (14.7 psia), and relative humidity of 36%

Surge point—the limit of stability of a centrifugal compressor that is at discharge volumes lower than design, and at higher pressures. For any speed this is the capacity where compressor operation will become unstable. It will vary from 50 to 90% of rated capacity depending on impeller design, gas being compressed, and system/blower head curve.

Temperature, absolute—equal to °C + 273 and is referred to as the Kelvin temperature or °F + 492 and is known as the Rankine temperature.

Temperature, discharge—temperature at the outlet flange of a compressor

Temperature, intake—temperature at the inlet flange of a compressor.

GENERAL DESCRIPTION

POSITIVE DISPLACEMENT BLOWERS AND COMPRESSORS.

These are the most widely used types.

Reciprocating piston. These units use the reciprocating movement of pistons within cylinders to compress the gas. The pistons are actuated by a connecting rod attached to an eccentric crankshaft (Figure 6.1). The connecting rod converts the rotating motion of the crankshaft to the back and forth movement of the piston within the cylinder.

Because of a reduction in cylinder pressure that results from the piston moving from a minimum to a maximum volume, air or gas is drawn into the cylinder through an inlet valve during the suction stroke. The discharge valve is closed during the suction stroke. As the piston reaches the extent of its stroke, the pressure within the cylinder is near zero and the inlet valve closes. During the compression stroke, the piston moves in the opposite direction, thus, reducing the volume within the cylinder. Compression increases as the piston returns to the minimum volume position. The discharge valve opens when the internal cylinder pressure reaches the pressure set point for the valve.

The simplest type of reciprocating compressor is the single-acting unit. This machine compresses air or gas on only one side of the piston. Generally, these units are used for light, intermittent duty. Where continuous service and larger units are required, double-acting compressors are used. Other than compressing air on both sides of the piston, these units function much the same way

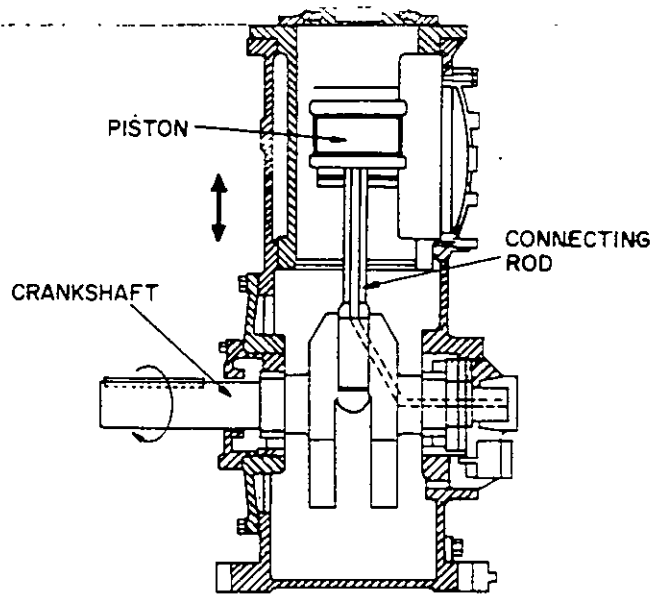


FIGURE 6.1 Typical reciprocating compressor.

as a single-acting compressor. Figure 6.2 shows a comparison of the two types of compressors.

Some compressor applications demand a higher pressure than is easily achieved by a single-compressor cylinder; to provide these higher pressures, cylinders are often staged together. Double or even multiple staging is sometimes required. Staging also reduces the difficulties associated with compression over 700 kPa (100 psig) by providing for cooling of the compressed air between the lower and higher pressure cylinders.

Figure 6.3 shows a typical multi-stage configuration. Air is drawn into the inlet port of the first stage cylinder and is compressed by Piston A. The compressed air is then forced from Cylinder A through the inter-cooler into Cylinder B where it is further compressed to a higher pressure by the second smaller stage piston and released through the outlet port. In multistage units, this operation continues through successively smaller stage pistons. The pressure is increased in each stage as the original volume is de-

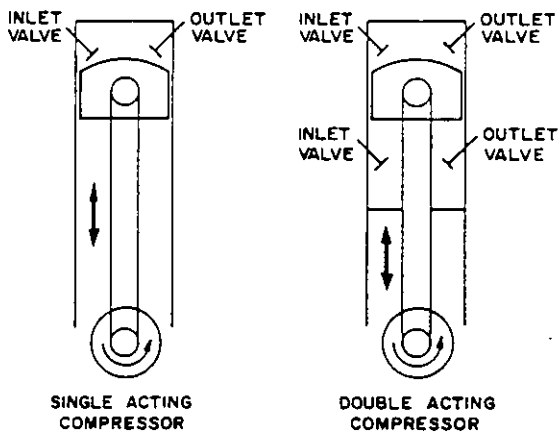


FIGURE 6.2 Reciprocating compressors: single and double acting.

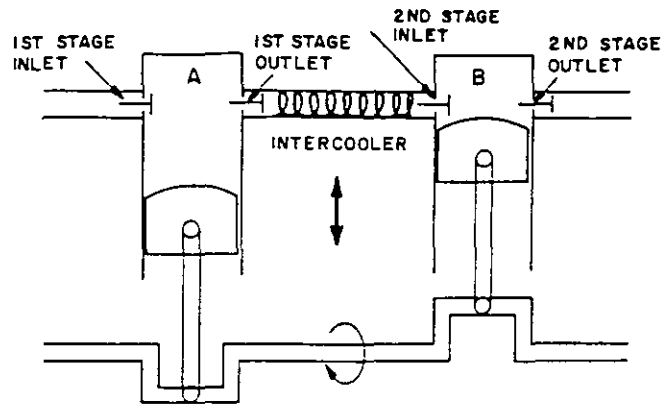


FIGURE 6.3 Diagram of typical two-stage compressor.

created until the designed outlet or discharge pressure is obtained.

Diaphragm. The diaphragm compressor is a modification of the reciprocating piston. Compression occurs as a diaphragm is flexed in a confined space. This motion is generated by a rod positioned under the diaphragm. The piston is driven, similarly to the reciprocating compressor, by a rotating eccentric crankshaft. Figure 6.4 shows a typical diaphragm head. Note that as the connecting rod travels forward, the diaphragm will be pressed into the air space reducing the volume of the space, thus, increasing the pressure. Reed-type valves (not shown in the figure), which are usually some type of spring steel flaps over the inlet and outlet ports, operate much the same way as the inlet and outlet valves on a reciprocating piston compressor.

Rotary vane. The rotary vane compressor consists of a series of flat vanes or fins attached to an eccentrically-mounted shaft. There are no valves in this type of compressor. As the shaft rotates, the vanes slide out from the rotor and are pressed to the casing by centrifugal force. This action causes the vanes to form pockets or compartments. Because of the eccentric position of the shaft, the size of the compartments between the vanes is reduced as the vanes move towards the discharge port and the gas is compressed. Figure 6.5 shows how the gas is compressed by the rotating vanes.

The rotary vane compressor generally does not achieve the discharge pressures of the reciprocating piston type units primarily because of gas leakage between compartments. Higher pressures may be obtained by using oil as a liquid compressant. In this type of unit, oil is added to the compressor at a controlled flow rate.

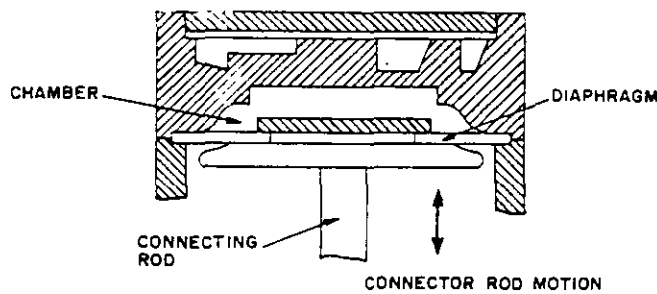


FIGURE 6.4 Typical diaphragm compressor.

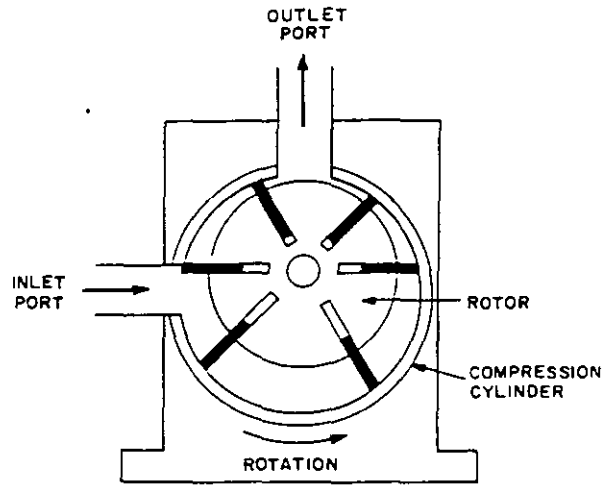


FIGURE 6.5 Rotating vane compressor.

The oil coats the mating surfaces and acts as a seal to prevent leakage during compression. Rotary vane compressors may also be used in series to increase pressure capabilities, similar to reciprocating piston units.

Rotary or helical screw. The rotary screw compressor is a positive displacement unit utilizing two intermeshing helically contoured shafts to compress gas within a closed housing. The two rotors are not identical. The driven or main rotor has a shape (lobes) that fits into the grooves of the female or gate rotor. The rotors are driven at the same speed, but in different directions. There are two methods of driving the gate rotor: the "dry type" with no direct contact between the two shafts and the "wet drive" which uses the male rotor to directly drive the female rotor. The wet drive is oil-flooded to lubricate the mating surfaces of the two shafts.

Compression occurs as air is forced through successively decreasing sized cavities created by the rotating elements of the compressor. Figure 6.6 shows the compression cycle of the helical screw compressor. As the gas is moved through the machine, the pockets formed by the rotating screws become progressively smaller (Step B). The reduced volume compresses the gas. Step C shows the compressed gas exiting the discharge port.

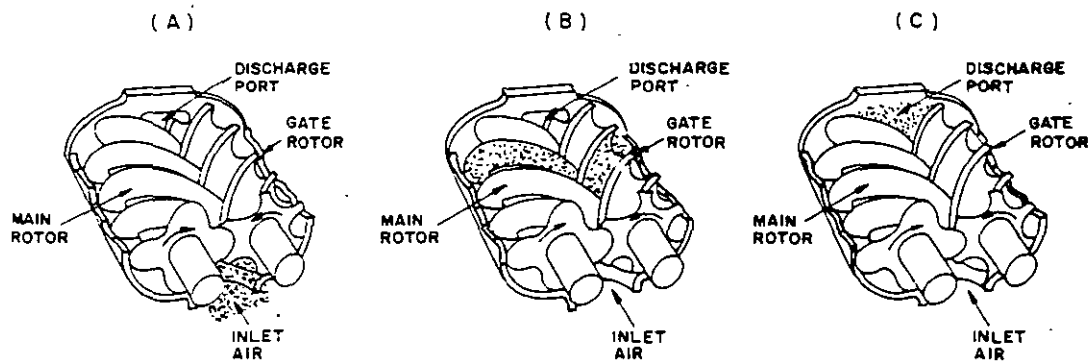


FIGURE 6.6 Compression cycle of a helical screw compressor.

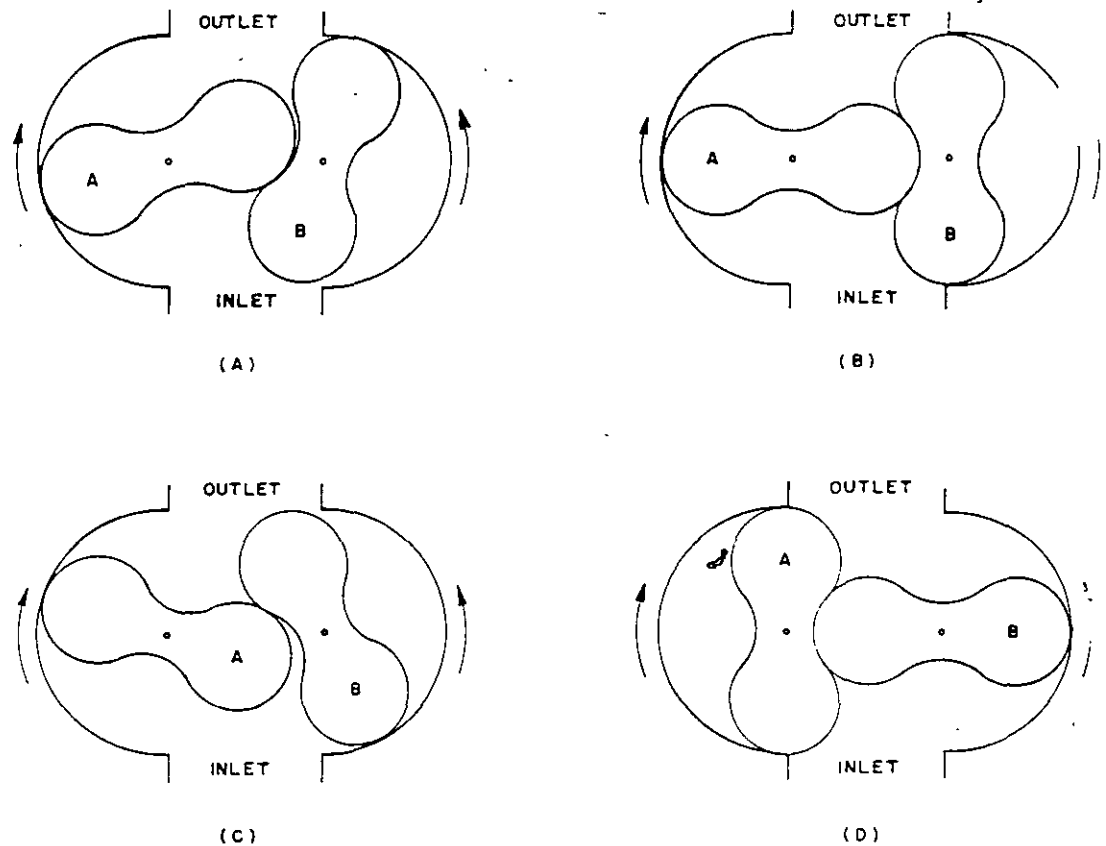


FIGURE 6.7 Compression cycle of the rotary lobe compressor: A) Lobe A is discharging and lobe B is filling with gas and is preparing to close-off inlet. B) Lobe A is discharging gas on one side and is filling with gas on the opposite side; Lobe B has closed-off inlet and is moving gas toward outlet. C) Lobe A is still discharging gas on one side and is filling with gas on the opposite side; Lobe B is open to discharge; Backflow is compressing the gas resulting in displacement of gas in the discharge line. D) Lobe A has closed-off inlet and is moving gas toward outlet; Lobe B is still discharging gas.

Straight lobed or cycloidal rotary. Typically, the lobed rotor machine consists of two symmetrical figure-eight shaped impellers rotating in opposite directions in an elongated case. The rotors of this type of machine are driven similarly to those of the dry type helical screw compressor in that one rotor is driven directly and the other is driven through timing gears.

The rotary lobe blower does not compress the gas or reduce the volume by the turning of the rotors. The lobes simply move the gas from inlet to outlet. Pressure is increased by backflow when the compression chamber is opened to the outlet line. Figure 6.7 shows the compression cycle of the lobe compressor. The entire cycle from inlet to discharge requires 90 degrees of lobe rotation to complete. Therefore, one revolution will provide four deliveries of air to the discharge.

DYNAMIC BLOWERS AND COMPRESSORS. The two most commonly used dynamic blowers are the radial (centrifugal) and the axial units.

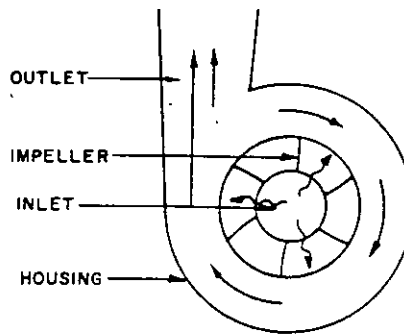


FIGURE 6.8 Typical centrifugal blower configuration.

Centrifugal. The centrifugal blower is any unit where the gas flow is radial and the transfer of energy is primarily achieved by centrifugal forces acting on the gas. The basic centrifugal blower consists of a high-speed impeller rotating within a circular housing. Air enters the unit through an inlet at the center of the housing and is discharged through a volute diffuser. The diffuser is constructed so that the velocity of the gas is reduced, thus, increasing the pressure. Figure 6.8 shows the basic design of a centrifugal blower.

Centrifugal compressors may be multiple-staged to increase the discharge pressure to meet application demands. Staging is done by arranging two or more impellers in series with radial diffusers and return channels between impellers. Figure 6.9 shows a typical multi-stage centrifugal compressor configuration. Many factors affect the number of impellers used in a multi-stage compressor, but usually compressors of this type are limited to 8 to 10 stages

Axial flow. Air flow in this type of unit is relatively parallel to the shaft as opposed to the centrifugal blower which is radially away from the shaft. Although these units may be single staged, most applications require staged machines. The number of stages that can be mounted on an axial flow compressor is practically limitless, providing for virtually any capacity requirement

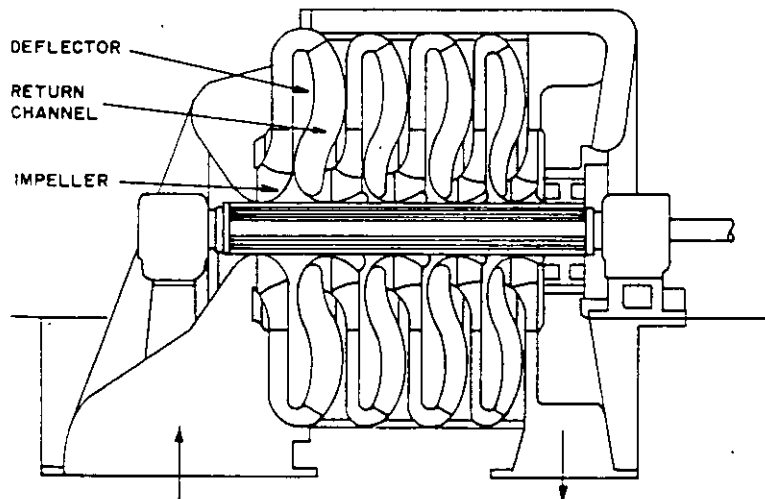


FIGURE 6.9 Multistage centrifugal compressor.

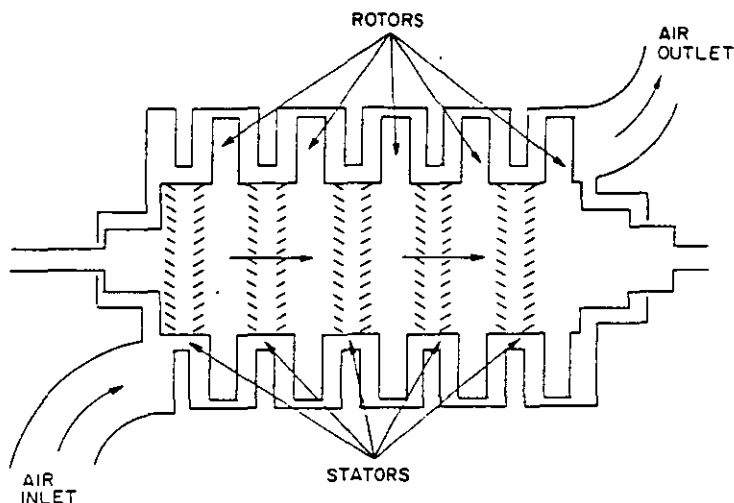


FIGURE 6.10 Typical axial flow compressor.

Basically, an axial flow machine consists of a series of rotating vanes (rotor blades) within an enclosed housing. Fixed vanes (stators) attached to the housing are positioned between each stage. The stators redirect the air flow from the preceding rotor to the proper entrance angle for the succeeding rotor. The stators maintain flow in a relatively parallel, axial direction. Figure 6.10 shows a typical axial flow compressor.

UNIT SELECTION

Though most compressors can be adapted to fit a wide range of applications, some units are more suitable for certain uses than others. Reciprocating compressors, for example, are seldom used for aeration purposes in a wastewater treatment plant, because aeration systems usually require higher volumes and lower pressures than reciprocating units normally provide. Generally, with few exceptions, the positive displacement units are used for low-volume, high-pressure applications and the dynamic units are used for high-volume, low-pressure work.

PROCESS CONDITIONS. Before any particular type of compressor is specified, consider flow rate and discharge pressure (sizing), variation in flow rate, gas temperature, inlet and discharge pressure, and oil contamination. A compressor should be properly sized for the intended application, some compressors are not generally designed to provide the pressure and volume for certain uses. These compressors would quite naturally be eliminated from further consideration. Table 6.1 shows some general size ranges for the various types of compressors.

Reciprocating compressors generally have a more sustained efficiency when the process use requires great variations in flow rate. Depending on design, centrifugal compressors operating at less than 50% to 90% of their rated capacity are deemed inefficient or impractical. For all practical purposes, limitations imposed on reciprocating compressors because of lubrication problems makes the use of these machines for high or low-temperature applications undesirable. Mechanically, the centrifugal compressor is less affected by gas temperature than the reciprocating machines.

TABLE 6.1. Compressor ratings.

Class	Type	hp	Pressure (psig)	Volumetric (cfm)
Reciprocating positive displacement	*Piston—single stage	25-200	80-125	100-850
	Piston—multi stage	10-10 000	10-50 000	30-15 000
Rotary positive displacement	Lobe	10-3000	5-250	5-30 000
	Sliding vane	10-500	5-275	40-20 000
	Helical screw	10-500	10-250	20-15 000
Dynamic compressor	*Centrifugal	50-20 000	1.5-2000	20-25 000
	Axial	1000-10 000	40-500	8000-13 000 000

*Certain light duty units may be available in smaller sizes and ratings.

NOTE. psig \times 6.895 = kPa, cfm \times 0.4719 = L/s; hp \times 0.7457 = kW

It is very important that the inlet and discharge pressures, the pressure variation, and its effect be evaluated correctly. Once a machine has been designed for a particular application, changing the discharge pressure will have the following effects.

At a lower suction pressure (discharge pressure constant), a reciprocating compressor will have lower overall required horsepower; lower differential pressure (except in last stage of multi-stage machines); the lower differential pressure throughout single-stage units; and an increase in differential pressure and temperature in last stage of multi-stage units. In a dynamic compressor the compressor will not compress to design discharge pressure. At a higher suction pressure, a reciprocating compressor will have overall required horsepower raised; higher differential pressure (except in last stage of multi-stage machines); in single stage units, the lower differential pressure exists throughout the unit; and a decrease in differential pressure and temperature rise in the last stage of multistage units. In a dynamic compressor: discharge pressure will exceed its design point; required horsepower will increase; and excess pressure will have to be valved out of system.

The intended use of the air will have an effect on compressor selection. If, for example, the air must be free of oil contamination, then certain types of compressors require additional equipment to be considered. Lubricated or partially lubricated reciprocators, wet-type sliding vane, and wet type helical screw compressors require oil separators and filters to provide relatively oil-free air.

COST. Cost is one of the primary factors in compressor selection. Consideration should be given to initial cost, power consumption, and maintenance. These three items make up the overall cost of the compressor. Power accounts for over 65% of the total cost over the life of the compressor. Table 6.2 shows a relative cost comparison between a centrifugal and a positive displacement blower.

Compressor efficiency is important to reduce the overall costs. Positive displacement compressors are more efficient than dynamic machines. Other factors, however, such as possibly higher initial and maintenance costs may, to some degree, offset the better efficiency rating. Under the same operating conditions, the maintenance costs for the dynamic compressor generally will be less than for a reciprocating unit. As the degree of compression problems increases, however, the costs for maintaining the two types of compressors will be nearly equal.

RELIABILITY. Reliability is not so much a function of the type of compressor as a result of proper application, operation, and main-

TABLE 6.2. Annual electric power costs for blower operation.

	Centrifugal	Positive displacement
Motor rating, kW (hp)	150 (200)	110 (150)
Motor efficiency, E	92%	90%
Brake horsepower (bhp)	155	140
Total daily operating hours	24	24
Unit power costs, R (\$/kWh)	0.3578	0.3578
Annual electrical power costs* (\$)	39 400	36 400

$$\text{*Annual electric power cost} = \frac{\text{bhp} \times 24 \times 365 \times 0.746 \times R}{E}$$

NOTE: \$/kWh \times 0.278 = \$/MJ

tenance. Given the proper conditions, most compressors provide a good service life. It is when less than careful consideration has been given to these factors that problems develop. For example, a dynamic compressor that is operated at or near the surge point will cause unstable conditions and decreased compressor reliability.

Reliability as related to compressors is often referred to as unit availability. Availability is the amount of time during a calendar year that the unit is operating or is operable. The equipment does not have to be running to be available, but must be capable of running. Availability is calculated by dividing the total number of hours a year that a compressor is capable of running (that is, the total number of hours in a year minus any down time, such as for maintenance breakdowns) by the total number of hours in a year, expressed as a percent.

FOUNDATION AND FLOOR SPACE. Because of differences in size, weight and operating characteristics, the foundation and floor space requirements for the units become limiting factors in the selection of a particular machine. Generally, the reciprocating compressor requires a heavier foundation and more floor space than a comparable sized rotating unit. In the case of the rotating compressors, a foundation that supports the dead-weight of the compressor and maintains proper alignment between the compressor and driver is all that is required. Because of the existence of unbalanced forces from the reciprocating unit, the foundation must not only support the weight and maintain alignment, but also dampen the occasional uneven forces created by the reciprocating action.

The following are some points that should be considered when preparing a compressor foundation or selecting a particular machine:

- The foundation must provide rigid support, and rest on a uniform substructure;
- The temperature around the foundation should be uniform, to prevent the effects of natural expansion and contraction of metal and contraction resulting from temperature fluctuations; and
- Each unit should rest on a separate foundation that is designed to prevent the transmission of resonant vibration.

ADVANTAGES AND DISADVANTAGES. As with all types of machinery, manufacturers of compressors are reluctant at times to identify any disadvantages with their particular units. Experience with different machines is often the only means of determining specific advantages and disadvantages. However, the advantages and disadvantages of each type of compressor should be carefully considered prior to selection of a unit for a specific application. Table 6.3 shows some of the general advantages and disadvantages of each type of compressor.

CONTROL SYSTEMS

Blowers and compressors are rated for maximum operating pressure; exceeding the design pressure limits may cause damage to the components. For this reason, control systems are used to make the blower or compressor perform in the intended design fashion, and respond to the demands imposed by the system. A

TABLE 6.3. Advantages and disadvantages of various compressors.

Class	Type	Advantages	Disadvantages
Reciprocating positive displacement	Piston	High efficiency Low power costs Good part-load efficiency Capable of high pressure Heavy-duty service	Noisier operation Vibration Pulsation of air flow Requires a solid foundation Relatively small air volumes Pressure relief valve required Higher p.m. costs Possible air contamination by lubricant More moving parts Fixed air output Pressure capabilities limited
	Diaphragm	Does not require seal between moving parts Contamination- free	Pulse dampening required
Rotary positive displacement	Lobe	Compact Oil-free High capacity for given size Pulse-free air delivery No lubrication of lobe surfaces because there is no internal contact of parts	Pressure capabilities limited Minute clearances of lobes require more frequent maintenance under severe conditions Must be mounted absolutely horizontally for proper balance and lubrication Noisy Requires by-pass system for starting
	Sliding vane	Inexpensive installation Low operating costs	Pressure capabilities Limited

Dynamic	Helical screw	Centrifugal
	<p>Low starting torque</p> <p>Simple motor drive</p> <p>Low maintenance costs</p> <p>Pulse-free air delivery</p> <p>Compact</p>	<p>Low starting torque</p> <p>Simple motor drive</p> <p>Low maintenance costs</p> <p>Pulse-free air delivery</p> <p>Compact</p>
	<p>No lubrication of dry type screw surfaces because there is no internal contact of parts</p> <p>Low maintenance</p>	<p>Capacity reduction limited to 50%</p> <p>Liquid types require separators</p> <p>Wet types require oil separators</p> <p>Less efficient than heavy duty reciprocating compressors at high pressure levels</p> <p>Requires by-pass system for starting</p>
	<p>Low vibration</p> <p>High mass flow rates</p> <p>Compact</p> <p>Oil-free air</p> <p>Pulse-free air delivery</p>	<p>Capacity reduction limited to 50%</p> <p>Pressure capabilities limited</p> <p>High capital costs</p> <p>Surge protection required</p> <p>Capacity reduction limited to 45% to 90% of rated capacity</p> <p>Maximum discharge temperature limited to 230°C (450°F)</p>
	<p>Well-suited for direct coupling to steam or gas turbine drivers</p> <p>High availability factor</p>	<p>Problems with bearings, lubrication, vibration and balancing become more significant at high operating speeds</p> <p>Lower efficiency than reciprocating compressors</p>
	<p>Total maintenance costs are usually less than equivalent reciprocating compressor</p> <p>Require small, inexpensive foundations</p>	

TABLE 6.3. Advantages and disadvantages of various compressors.

Class	Type	Advantages	Disadvantages
	Axial	<p>Greater efficiency than the centrifugal compressor</p> <p>Pulse-free air delivery</p> <p>Generally more compact than equivalent centrifugal</p> <p>Smaller, simpler foundation than equivalent centrifugal</p> <p>High availability factor</p>	<p>Operating range between normal and surge is much less than for a centrifugal</p> <p>Problems with bearings, lubrication, vibration and balancing are more significant than with centrifugal compressors because of normally higher operating speeds</p> <p>Requires more stages for a given total pressure rise than equivalent centrifugal</p>

proper control system will also reduce energy loss. Compressed air control systems are designed to regulate power consumption, and discharge pressure and volume, as well as to maintain blower or compressor operation within safe operating limits

VOLUME AND PRESSURE CONTROL FOR CENTRIFUGAL AIR BLOWERS OR COMPRESSORS. Speed control is not often used to control flow rate because speed reduction causes a discharge pressure reduction which affects system pressure. Types of control devices that are used to control centrifugal type units include: the inlet throttle valve or guide vanes, bypass valve, unloading valve, and a discharge check valve. A common means of regulating air flow is by automatically regulating the inlet air density. This is done by sensing the inlet air temperature and pressure downstream of the inlet valve, and positioning the inlet valve to maintain the rated density at the compressor inlet

VOLUME AND PRESSURE CONTROL FOR POSITIVE DISPLACEMENT AIR BLOWERS OR COMPRESSORS. The primary controlling method for the positive displacement type of blower-compressor is through control of the discharge air pressure. By alternately loading and unloading the compressor and allowing the motor and compressor to operate continuously, air flow delivered to the system can vary from 0 to 100% to match the system demand. Another control method, especially for light duty, is use of the system discharge pressure and automatic start/stop system to control the drive unit.

ELEMENTS OF A COMPRESSOR CONTROL SYSTEM. Devices are installed in most compressed air control systems to prevent system or equipment damage and to control flow pressure. These elements may be simple or complex. A simple system may include a safety relief valve, pressure relief valve, or a pressure regulator.

A safety valve is a device that provides a rapid and large reduction in air pressure when required to prevent system damage. This valve is set at a rated pressure and will completely open if that pressure is exceeded, venting the excess air to the atmosphere. A pressure relief valve controls pressure at a specific set point by modulated venting of the excess pressure within the system. Therefore, this type valve may be used to control the pressure flow within a system through all types of fluctuating demand conditions. Pressure regulators are used to reduce pressure downstream from the valve. This valve operates by restricting air flow in the line while doing nothing to relieve upstream pressure.

In addition to pressure and relief valves, a complex control system may include many other elements used to monitor, sequence, and protect the compressed air equipment. This type of system may include sensor and monitors for: lubricant temperatures, lubricant pressures, lubricant levels, coolant temperatures, air discharge pressures, running time, and vibration. The information or signal obtained from each of all these points would then be input into a control system designed to sequence or shut down units depending on the condition being monitored.

BLOWER/COMPRESSOR OPERATION

Because of the many types of compressors, operating procedures vary from unit to unit. There are, however, some general rules for the start-up and operation of blowers and compressors.

Prior to the start-up of any compressor, the operator should become thoroughly familiar with the manufacturer's startup procedures. These procedures usually include preliminary inspections, start-up instructions, routine operating inspections, and maintenance activities. Furthermore, compressors should never be operated at pressures or speeds in excess of those recommended by the manufacturer. Preliminary inspections where applicable should ensure at a minimum that:

- General condition of the compressor is in good order;
- All parts are secured and properly assembled;
- Compressor is mounted and aligned correctly;
- All wiring insulation has been inspected for breakdown and wear;
- Coolant levels, pressures and flows are in accordance with manufacturers specifications,
- Lubricant levels, pressures and flows are in accordance with manufacturers specifications,
- All piping is clear, free of rust, corrosion, erosion and leaks;
- All valves operate properly and are set to the design limitations for the system;
- All filters are clean and free of obstructions; and
- Direction of rotation has been observed.

Starting a compressor under loaded or near full-loaded conditions should be avoided as this places undue stress on the machine and may cause high start-up torque.

RECIPROCATING COMPRESSOR START-UP. These compressors require a lengthy run-in time prior to loading the compressor. Many manufacturers recommend the following procedure for running-in a reciprocating unit.

After preliminary inspection, the compressor should be run for several minutes with the compressor valves removed. After starting the compressor, the operator should check to make sure the lubricant is flowing according to manufacturer's guidelines. If lubrication instructions are not available from the manufacturer, see Table 6.4 for some general lubricating guidelines. It is suggested that during any break-in period, approximately twice the listed amounts of oil should be used and then gradually reduced as cylinder glazing occurs. At this time, cooling water flows (if provided) should also be checked. Cooling water pressure should always be provided to the compressor at a minimum of 70 kPa (10 psi). The exit water temperature should be 5° to 8°C (10° to 15°F) higher than the incoming air temperature to help prevent condensation within the compressor of moisture contained in the air. Table 6.5 shows some general cooling water quantities. During these first several minutes of operations, any unusual noises, knocks or vibrations should also be noted.

After the compressor has run for several minutes, it should be shut down and inspected for excessive heat buildup and adequate lubrication. Following the inspection, it should be started again and again with progressively longer periods of running time until the unit can be run continuously for a minimum of two hours. The compressor valves should then be replaced, and the compressor restarted. During this period, the compressor should be run with the suction and discharge free. If provisions have not been made to discharge the compressed air to the atmosphere, it may be necessary to disconnect the lines. The compressor should be run like this for approximately 30 minutes, after which time the load on the compressor may be increased gradually to full load in about 4 to 8

TABLE 6.4. Lubricating guidelines.

Cylinder Diameter (in.)	Total Oil Feed for Cylinder and Packing (drops/min) Discharge Pressure of Cylinder (psig)					
	25-75	75-150	150-250	300-600	600-1500	1500-3000
6-8	3-6	5-8	6-9	7-12	9-16	12-18
8-10	4-7	6-9	8-11	10-15	12-20	
10-12	5-9	7-11	9-13	12-18		
12-14	6-10	9-12	11-16	14-21		
14-16	7-12	10-15	13-18			
16-18	8-13	12-17	15-20			
18-20	9-15	13-19	17-22			
20-22	10-17	15-21	19-24			
22-24	11-18	17-23	21-26			
24-26	12-20	18-25	23-28			
26-28	13-21	20-26	25-30			
28-30	14-23					
30-32	16-24					
32-34	17-26					
34-36	18-27					
36-38	19-28					
38-40	20-30					

*The figures given are for gravity and vacuum type sight feed lubricators. For glycerine sight feed lubricants, divide the figures given by three. Feeds to cylinder bores should never be less than one drop per feed per minute under any conditions. The quantities given are based on an average of 8000 drops per pint of oil at 24°C (75°F).

NOTE: in × 25.40 = mm, psig × 6.895 = kPa; pint × 0.4731 = L.

TABLE 6.5. Cooling water recommended for intercoolers, cylinder jackets, and aftercoolers.

Unit	Cooling Water L/m ³ free air (gal/100 cu ft)
Intercooler separate, intercooler and jackets in series, 550–860 kPa (80–125 psig)	3.3–3.7 (2.5–2.8)
Aftercoolers, 550–860 kPa (80–125 psig)	1.7 (1.25)
Two-stage	
Single-stage	2.4 (1.8)
Two-stage jackets alone (both)	1.1 (0.8)
Single-stage jackets	
275 kPa (40 psig)	0.8 (0.6)
410 kPa (60 psig)	1.1 (0.8)
550 kPa (80 psig)	1.5 (1.1)
700 kPa (100 psig)	1.7 (1.3)

hours, by either reconnecting the lines or slowly closing the bleed-off valves.

On multi-stage units, the run-in and loading time should be extended to 16 to 24 hours. During this time, the compressor valves should be replaced one stage at a time. This permits partial loading and also provides an exit for any foreign material trapped within the compressor or lines. Prior to the installation of any valves, the compressor cylinders should be inspected for any unusual wear.

SLIDING VANE COMPRESSOR START-UP. Because of the less complicated nature and the fewer points of metal to metal contact, the break-in procedure is somewhat simplified. This is not to say that a certain run-in procedure is unnecessary. The compressor vanes must be worn in and the internal polishing of the compression housing should be accomplished over a period of time. After all preliminary inspections have been performed, the compressor should be run under no-load conditions with frequent interruptions for inspections for heat buildup and proper lubrication. Cooling water flow should be checked (if provided) and the temperature closely monitored. It is recommended that the cooling water discharge temperature be maintained between 38° to 43°C (100° to 110°F) at all times. Once the compressor has been operated in this manner, load may be gradually increased to full load and will be ready for continuous service.

HELICAL AND LOBE COMPRESSOR START-UP. The start-up of these types of compressors is similar to other rotary positive displacement compressors in that the mating surfaces generally require a break-in period where the potential for excessive heat rise is present. Therefore, it is recommended that the compressor first be run-in under no-load conditions with frequent inspections for heat buildup, proper lubrication, and cooling water flow (if provided). Additional inspections for wet-type compressors should include checks of the oil/air separators for proper operation.

OPERATIONAL MONITORING. Once a compressor has been started, operation consists of monitoring and maintaining the equipment. Special care should be given to the operating parameters established by the manufacturer. The operator should monitor all equipment pressures. Failure of equipment to meet process pressures or attainment of recommended pressures too slowly may result in unsatisfactory operation or equipment failure. Causes of this condition include:

- Dirty filter obstructed piping or leaky equipment;

- Defective gauges or meters;
- Too small compressor connections,
- Reduction in compressor speed; or
- Faulty safety or relief valve.

A compressor monitoring program should be established to include frequent inspection of lines, filters, valves, unloaders, rings, gaskets, capacity controls, lubrication (consumption and condition), drive belts and chains, pistons, foundation, piping, alignment, intercoolers, motors, and electrical connections and conditions.

An operations log should be used to record the operation of the compressor. Typical logsheets are shown in Figures 6.11 and 6.12. Operating conditions such as temperature, pressure, cooling water, lubrication flow, pressure, vibration, and running time should be recorded as well as routine maintenance and any unusual conditions that may occur

ROUTINE OPERATION. Routine operation should include:

- Tightening all bolts, especially on compressors that experience considerable vibration;
- Cleaning or replacing dirty or clogged air filters;
- Draining air receivers, intercoolers and separators.
- Checking crankcase and drive oil levels;
- Operating all safety valves and regulators manually;
- Cleaning all compressor and driver external surfaces;
- Checking pump-up time; and
- Checking all condensate traps.

Although much of the procedure is maintenance-related, many plants require this attention on an operational basis.

*M*AINTENANCE

Proper maintenance both preventive and corrective is the best means to assure good service life from a blower or compressor. It is very important that a good, well documented maintenance program be developed to help get the most from any equipment. This section, though not intended to include all possible maintenance procedures, does include some general guidelines.

PREVENTIVE MAINTENANCE. All compressors and blowers require preventive maintenance. The type and frequency can usually be determined by manufacturer's instructions, operating conditions, and experience. There are, however, some general maintenance items that should be performed on a routine basis. The type of compressor or blower will dictate the type of maintenance required.

Reciprocating units

- Valves should be removed and inspected after the first three months of service. The condition of the valves after this initial inspection will serve as a guide to the frequency of future inspections. It is generally recommended though, that the valves be inspected at least once a year. Because of lower

Date
By
Time

Compressor Location	1A	1B	2	3	4	5
Local Panel Inst.						
Power Level						
Alarms Active						
Discharge Pressure, PSIG						
Skid Mounted Inst.						
Seal Air Pressure, psi						
Sea. Air AP, psi						
Oil Temperature, °F						
Suction Valve Position:						
Oil Pressure to Filter, psi						
Oil Pressure from Filter, psi						
Piping Mounted Inst.						
Suction Temperature, °F						
Suction Pressure, In. Hg						
Discharge Temperature, °F						
Discharge Pressure, psi						

Remarks: _____

FIGURE 6.11 Compressor data sheet.

operating temperatures. Multi-stage units tend to require less servicing than single-stage units.

- Shaft packing should be inspected at frequent intervals and adjustments or replacement should be made as often as required to prevent excessive leakage.
- Bearing and piston clearances, rod alignment, and cylinder bore condition should be checked at least annually and adjustments or replacements made to correct any abnormal conditions.

Vane-type compressors

- Shaft packing and seals should be checked weekly. Under proper operating conditions seals generally last from 10 000 to 15 000 hours.
- Vanes wear continuously, therefore, they require routine inspections. Some manufacturers recommend that these vanes be inspected every 8000 hours. Because of the danger of causing severe damage to the compressor, it is extremely important that the vanes be replaced prior to their breaking. Some manufacturers recommend that the vanes be completely replaced every 16 000 hours on units operating at pressures of 700 kPa (100 psi) or greater and every 32 000 hours for compressors operating at lower pressures. Other manufacturers suggest that the vanes be replaced every 2 to 3 years.
- Bearings on vane-type compressors usually have a relatively long service life; however, one manufacturer recommends that bearings be replaced after 6 years of operation.

Lobe-type compressors

- There is little or no internal contact between moving parts, so very little wear is experienced in these types of compressors. However, these units are subject to internal corrosion and should be inspected periodically.
- After extended service, pressure may drop or delivery volume may decline. This may indicate that the lobe timing is out of adjustment and requires resetting. Wear on timing gears that are properly lubricated should be negligible for years. When equipment is allowed to operate with high or low oil levels, rapid gear tooth wear may result because of excessive heat buildup.
- Shaft seal maintenance is similar to that of all types of rotating equipment.

Dynamic compressors. Many of the preventive maintenance activities for dynamic compressors are also applicable to other types of machines. Where appropriate, they may be used as a guide for all types of compressors.

- All journal bearings should be carefully examined for evidence of wear; the thrust bearing should be checked for axial position, condition of the adjustment shims, and evidence of wear; bearings must be replaced or rebabbitted as required.
- The couplings (if any) should be thoroughly cleaned and examined for evidence of wear; if a coupling is in questionable condition, it must be replaced with a new one. If a gear-type coupling has been used, both halves should be replaced. Whenever a coupling is removed and replaced, the coupling should be realigned according to the manufacturer's instructions.

- If the compressor casing is lifted (internal inspection of the compressor may be less frequent than the inspection called for in the above items), the casing should be examined for corrosion, erosion, fouling, condition of the stationary shaft seals (measurement of sealing clearances should be recorded), and the condition of any other stationary parts that might be subject to maintenance. Any unsatisfactory parts should be replaced or repaired. If the casing includes diaphragm cooling, evidence of leaks should be noted and corrected.
- The compressor rotor should be examined for evidence of corrosion, erosion, or fouling. If any deterioration is evident, an accurate record (including photographs, if possible) should be kept of the rotor condition. If there is any indication or suspicion of unbalance, the rotor should be balanced before returning it to service. All rotor clearances should be carefully checked and recorded, and corrections made as required.
- If the turbine casing is lifted, it should be examined for corrosion, erosion and fouling; the condition of the nozzle ring, diaphragms, reversing buckets (if any), shaft seals (measurement of sealing clearances should be recorded), and any other stationary parts that might be subject to maintenance should be checked. Parts in unsatisfactory condition should be repaired or replaced as required.
- The turbine rotor should be examined for evidence of corrosion, erosion, and fouling. If any deterioration is evident, an accurate record (including photographs, if possible) should be kept of the rotor condition. If there is any suspicion of unbalance, the rotor should be balanced before returning it to service. All rotor clearances should be carefully checked and recorded, and corrections should be made as required.
- If an electric motor is involved, the interior and exterior of the motor should be cleaned as thoroughly as possible. Some motor manufacturers recommend a dielectric spray wash to remove oil and grease. If possible, however, cleaning by suction is preferred because of the moisture in compressed air, blowing metal chips, and so forth. On sleeve bearing motors, the air gap should be checked and recorded.
NOTE: Extreme caution should be taken when cleaning electrical equipment and motors.
- If the gear casing is lifted, the casing, gears and pinions should be examined for corrosion, erosion and fouling, and the teeth checked for possible wear (all data relative to the examination should be recorded). Also at this time, any other stationary parts that may be subject to maintenance should be checked and faulty parts repaired or replaced as required.
- Protective devices should be checked for the correct setting and adjusted, if necessary.
- The governing and regulating system, if any, should be thoroughly cleaned, worn parts noted and replaced (if necessary), and the governor adjusted for proper operation.
- The auxiliary systems should be checked to make sure that they are in proper working order. All instruments and gauges should be recalibrated. Drain lines, water piping, and heat transfer equipment should be flushed and cleaned.
- If separate shafts are used for the compressor and driver, the alignment should be checked and readjusted, if necessary.
- The air filter, steam strainer, and other equipment external to the unit, as well as all piping to and from the unit, should be checked for cleanliness. The piping should also be checked

to be sure that it has not shifted and placed external strains on the unit.

- When the unit is reassembled, it should be checked carefully for vibration. If excessive, this vibration should be traced to determine its cause and the necessary correction made.
- At the conclusion of each inspection, a permanent record should be made of all repairs, photographs, clearance measurements and a statement of the general condition of each component.

LUBRICATION. One of the most important factors affecting the proper operation of compressors is lubrication. Proper lubrication includes selection of lubricants based on specific service conditions, storage and dispensing, and application. Because of the wide variety of lubricants and compressor types, it is impossible to give specific requirements for all applications. However, typical specifications for some types of units are presented.

Types of lubricants

Petroleum-based lubricants—the most widely used lubricants are refined petroleum products. Often these products contain various additives for improving certain performance characteristics. Additives may be used to provide anti-oxidation, anti-rust, or anti-corrosion. Other oil properties may be improved by additives and/or special refining techniques. Soaps, molybdenum disulphide, and other materials may also be added.

Synthetic lubricants—these are most often used for specialized applications, such as cylinders of reciprocating and vane-type compressors. These oils are used to alleviate the problems of carbonaceous deposits and fire danger associated with petroleum base oils. Currently, the most common synthetic oils are either phosphate esters, or have a phosphate ester base. The phosphate ester lubricants minimize the problems associated with the petroleum base products. The synthetic oils have a higher autogenous ignition point of 600°C (1100°F), as opposed to petroleum products with ignition at 300° to 400°C (600° to 750°F). They also have an excellent film strength.

The disadvantages to synthetic oils are generally that they are 5 to 7 times more expensive, more lubricant may be required, viscosity index is low, there can be low-temperature handling problems, and some synthetics are not available with as high a viscosity as petroleum base products. It is recommended that new machines be broken in with petroleum oil and then switched to a synthetic.

Laboratory analysis. Lubricants are usually submitted to various tests to determine their suitability for a particular application. Manufacturers often refer to these tests when specifying a particular lubricant.

Viscosity is a measure of a lubricant's internal friction and ability to flow. It is a measure of resistance to deformation, or squeezing out of a bearing. Viscosity in normal lubricants is reduced as temperature increases. Viscosity index (VI) is a measure of the rate of change of viscosity with temperature. Oils with high VI have low viscosity changes, whereas oils with low (or negative) VI have wide viscosity changes. When there are wide ambient or operating temperature ranges, high VI lubricants are desirable and frequently necessary. This index is usually important only in isolated cases or with certain special lubricants.

Flash point is the lowest temperature to which oil must be heated under standardized test conditions to drive off sufficient flammable vapor to flash when brought into contact with a flame.

A flash point is no longer considered a necessary requirement for reduction of fire hazard in air compressors. Naphthenic oils tend to have lower flash points than paraffinic oils of equal viscosity. Flash points of all petroleum-based lubricants increase with increasing pressure.

Auto-ignition temperature is that temperature at which the oil will ignite spontaneously in air. Generally speaking, the naphthenic oils, although having lower flash points, will have higher auto-ignition temperatures than the paraffinic. Auto-ignition temperatures decrease with increasing pressure.

Pour point is the temperature at which oil begins to flow under prescribed conditions. It is important because oil must flow quickly in crankcases when a machine starts cold and cylinder lubricants must be pumpable at the lowest ambient temperature encountered. There are isolated cases where the range of ambient versus operating temperatures is too great to permit handling the lubricant without heating.

Carbon residue is that carbon left after an oil is evaporated under controlled conditions. It is not considered a firm indication of just how much deposit might build up in a compressor, since operating care and the rate of oil feed have a much greater influence. However, a low carbon residue rating is recommended. Acid number is sometimes used as a determination of the acidic constituents. It does not necessarily indicate the possible corrosive effect of the oil.

Lubricant selection. Because of the numbers and types of compressors, it is impossible to list all the lubricants for each machine under all operating conditions. Therefore, only general (typical) characteristics are given here. The types of oil best suited for reciprocating compressor cylinders depend on such factors as:

- Kind of gas compressed;
- Ratio of initial to final pressures developed within the cylinder under normal operation;
- Maximum temperature in the cylinders under normal conditions;
- Number of stages of compression;
- Method of cylinder cooling (water/air);
- Type of lubrication system used; and
- Size and speed of the unit.

Table 6.6 shows some typical characteristics of reciprocating compressor oils. Frame and bearing lubrication selection is dependent on the size and speed of the compressor and the type of system (splash, flood, or pressure) used.

Where the same lubricant must be used for both the cylinder and the running gear, primary consideration should be given to the cylinder oil. Table 6.7 shows some of the characteristics of frame and bearing lubricants. The rotary vane machines generally require large amounts of oil. Typical characteristics of an oil suitable for this application is shown in Table 6.8. Helical lobe and straight

TABLE 6.6. Typical cylinder oil characteristics of reciprocating compressor.

Flash point	180°C (350°F) min.
Viscosity, SSU @ 38°C (100°F)	245 - 420
Viscosity, SSU @ 100°C (210°F)	45 - 90
Pour point	2°C (+ 35°F) max.
Neutralization number	0.10 max.
Conradson carbon residue, %	2.0 max.

(SSU = Saybolt Seconds Universal)

lobe compressors have somewhat different oil requirements. Tables 6.9 and 6.10 show the types of oil usually required for low and high-pressure applications.

Dynamic compressors normally require lubrication of the shaft bearings, thrust bearings and oil-type bearings. A typical oil specification requires a premium-quality turbine oil prepared from selected petroleum stock, refined and/or additive-treated to obtain unusual oxidation stability, preferential metal-wettability and rust-preventive properties. It must be substantially noncorrosive to the common bearing metals. Typical characteristics are shown in Table 6.11.

Methods of lubrication. There are many means of lubricating compressors, including:

- Gravity—where oil is carried by the crank disk to the top of the compressor and floods down through the unit;
- Splash—where oil is splashed from a sump; or
- Forced or pressure—where oil is pumped from a sump through the compressor unit

Most of the compressors listed in this chapter use one or more of these methods of oil lubrication. Grease lubrication of these units generally consists of either pressure fittings or grease cups that are used to apply grease periodically to the bearings.

Frequency of lubrication and oil change. Manufacturers vary drastically on the recommended interval required between lubrication and oil change. Frequency ranges from several hours to several months. It is essential, therefore, that manufacturer's recommendations be followed explicitly as to the lubrication schedule.

At many installations chemical analysis is another practice that successfully determines the frequency for oil changes. This analysis usually conducted by an independent laboratory, shows when the lubricant has deteriorated below its specified properties. In many cases this practice has provided cost savings by eliminating unnecessary oil changes.

Amount of lubrication. Except as noted elsewhere in this chapter, most manufacturers state that size, type of equipment, and conditions of service will dictate the frequency and amount of lubrication required. It is important to note that many resources cite over-lubrication as a primary source of moving equipment failure.

TROUBLESHOOTING

The operator should constantly be aware of the current operating conditions of the compressor. If any abnormal operation is observed, corrective measures should be initiated immediately to avoid any equipment damage or failure. Table 6.12, though primarily for a reciprocating compressor, may generally be used for all types of units.

TABLE 6.7. Typical characteristics of reciprocating compressor frame and bearing oils.

Room Temperature		Pour Point, max.		Viscosity @ 38°C (100°F) (SSU min.)	Steam Emulsion Value, min. (s)
(°C)	(°F)	(°C)	(°F)		
-23 to -1	-10 to +30	-26	-15	190	75
-1 to 15	30 to 60	-4	25	250	75
Above 15	Above 60	-1	30	30	75

TABLE 6.8. Typical characteristics of rotary vane compressor oil.

	Up to 200 kPa (30 psig)	Over 200 kPa (30 psig) and Two Stages
Flash point	220°C (425°F)	220°C (425°F)
Viscosity, SSU @ 100°C (210°F)	55-70	70-95
Pour point, max.	-4°C (25°F)	-4°C (25°F)

Note: Oils on the heavier side are recommended for larger machines. (SSU = Saybolt Seconds Universal)

TABLE 6.9. Typical characteristics of low pressure lobe compressor oils.

	Ambient Temperature		
	Below Freezing	Above Freezing	Extremely High
SAE classification	20	30	40-50
Flash point (open cup)	180°C (350°F) min.	195°C (380°F) min.	210°C (410°F) min.
Viscosity, SSU at 38°C (100°F)	420 max.	780 max.	
Viscosity, SSU at 100°C (210°F)	50 min.	60 min.	80-105
Conradson carbon residue, %	0.25 max.	0.45 max.	0.65 max.
Strong acid number, ASTM D-974-58T	0.00 max.	0.00 max.	0.00 max.

(SSU = Saybolt Seconds Universal)

TABLE 6.10. Typical characteristics of high pressure lobe compressor oil.

Flash point (open cup)	190°C (370°F) min.
Viscosity, SSU @ 38°C (100°F)	150-300 min.
Viscosity index	85 min.
Rusting test, ASTM D-665-60, Procedure A	Shall pass
Turbine oil stability test	1000 hours min.
Emulsion test, ASTM D-1401-56T	3 mL lacy emulsion maximum in 30 minutes
Strong acid number, ASTM D-974-58T	0.00 max.
Total acid number, ASTM D-974-58T	0.15 max.

(SSU = Saybolt Seconds Universal)

TABLE 6.11. Typical characteristics of dynamic compressor oils.

Flash point (open cup)	3°C (37°F) min.
Viscosity, SSU @ 38°C (100°F)	14-170
Strong acid number, ASTM D-974-58T	0.00 max.
Total acid number, ASTM D-974-58T	0.15 max.
Emulsion test, ASTM D-1401-56T	3 mL lacy emulsion maximum in 30 minutes
Oxidation stability test, ASTM D-943-54	Acid number of 2.0
Rusting test, ASTM D-665-60 Procedure A	Shall pass
Viscosity index	85 min.

(SSU = Saybolt Seconds Universal)

THE PROBLEM	THE CAUSES	Excessive compressor vibration	Oil pumping excessive (single acting compressor)	Crankcase water accumulation	Crankcase oil pressure low	Starts too often	Compressor fails to unload	Control start
Intake pipe restricted, too small, too long			•					
Intake filter clogged			•					
Unloaders or control defective		•				•	•	•
Unloader setting wrong						•		•
Discharge pressure above rating		•						
Piston rings worn, broken or stuck			•	•				
Cylinder (piston) worn or scored			•	•				
Gauge defective					•			
Intercooler, drain more often				•				
Speed too high		•						•
V-belt or other misalignment		•						
Pulley or flywheel loose		•						
Motor rotor loose on shaft		•						
Foundation too small		•						
Grout, improperly placed		•						
Foundation bolts loose		•						
Leveling wedges left under compressor		•						
Piping improperly supported		•						
Foundation uneven-unit rocks		•						
Liquid carry-over				•				
Oil level too high			•					
Oil viscosity incorrect			•		•			
Rotation wrong								•
Oil level too low					•			
Belts too tight								•
Oil wrong type			•					
Crankcase oil pressure too high			•					
Unloaded running time too long (2)			•					
Piston ring gaps not staggered			•					
Piston or ring drain holes clogged			•					
Centrifugal pilot valve leaks			•					
Runs too little (3)				•				
Detergent oil being used (4)				•				
Location too humid and damp				•				
Oil relief valve defective					•			
Oil piping leaks					•			
Oil filter or strainer clogged					•			
Air leak into pump suction					•			
Gear pump worn, defective					•			
Receiver too small						•		
Receiver, drain more often						•		
Demand too steady (3)						•		
Unloader parts worn or dirty							•	
Control air filter, strainer clogged							•	
Regulation piping clogged							•	
Motor too small								•
Electrical conditions wrong								•
Voltage abnormally low								•
Excitation inadequate								•
Motor overload relay tripped								•
Fuses blown								•
Wiring incorrect								•
Low oil pressure relay open								•
System leakage excessive						•		
Bearings need adjustment or renewed					•			

(2) Use automatic start-stop control. (3) Use constant speed control. (4) Change to nondetergent oil.

THE PROBLEM	Compressor noisy, or knocks	Air discharge temperature above normal	Carbonaceous deposits abnormal	Operating cycle abnormally long	Piston ring, piston, cylinder wear excessive	Piston rod or packing wear excessive	Motor overheating
System demand exceeds rating				•			
Discharge pressure above rating	•	•	•				•
Unloader setting incorrect		•					•
Intake pipe restricted, too small, too long		•					•
Intake filter clogged		•		•			•
Valves worn or broken	•	•	•	•			•
Valves not seated in cylinder	•	•	•	•			•
Valves incorrectly located		•	•	•			•
Gaskets leak		•	•	•			•
Unloader or control defective	•	•	•	•			•
System leakage excessive		•	•	•			•
Piston rings worn, stuck or broken	•	•	•	•	•		•
Cylinder (piston) worn or scored	•	•	•	•	•		•
Belts slipping	•						
Speed too high		•	•				•
V-belt or other misalignments	•						
Pulley or flywheel loose	•						
Motor rotor loose on shaft	•						
Foundation bolts loose	•						
Foundation uneven-unit rocks	•						
Piston to head clearance too small	•						
Crankshaft end play too great	•						
Piston or piston nut loose	•						•
Bearings need adjustment or renewal	•						
Liquid carry-over	•				•	•	
Oil feed excessive	•		•			•	
Oil level too high	•	•	•				
Lubrication inadequate	•	•			•	•	•
Oil viscosity incorrect	•		•		•	•	•
Intercooler vibrating	•						
Bank ringing noise (1)	•						
Ambient temperature too high		•	•				•
Ventilation poor		•	•				•
Air flow to fan blocked		•	•				
Rotation wrong		•	•				
Oil level too low					•		
Check or discharge valve defective		•					
Cylinder, head, cooler dirty		•	•				
"Off" time insufficient		•	•				
Water quantity too low		•					•
Belts too tight							
Water inlet temperature too high		•	•				
Water jacket or cooler dirty		•	•				
Valves dirty		•	•				
Air discharge temperature too high			•				
Wrong type oil			•		•	•	
Air filter defective			•		•	•	
Dirt, rust entering cylinder			•		•	•	
Parking rings worn, stuck, broken						•	
Rod scored, pitted, worn						•	
Motor too small							•
Electrical conditions wrong							•
Voltage abnormally low							•
Excitation inadequate							•
Excessive number of starts		•					•
Discharge line restricted							•
Resonant pulsation (inlet or disch)							•

(1) Consult manufacturer.

TABLE 6.12. Troubleshooting guide. (continued)

THE PROBLEM	THE CAUSES										
	Delivery less than rated capacity	Discharge pressure below normal	Receiver pressure above normal	Receiver safety valve pops	Intercooler pressure above normal	Intercooler safety valve pops	Intercooler pressure below normal	Compressor parts overheal	Outlet water temperature above normal	Valve wear & breakage abnormal	
System demand exceeds rating	•	•					•				
Discharge pressure above rating	•		•	•	•	•		•	•		
System leakage excessive	•	•					•				
Intake pipe restricted, too small, too long	•	•					•	•			
Intake filter clogged	•	•					•	•			
Valves worn or broken	•	•			•H	•H	•L	•			
Valves not seated in cylinder	•	•			•H	•H	•L	•			
Valves incorrectly located	•	•			•H	•H	•L	•			
Gaskets leak	•	•			•H	•H	•L	•			
Unloader or control defective	•	•	•	•	•	•	•	•		•	
Unloader setting wrong	•	•	•	•	•	•	•	•			
Piston rings worn, broken or stuck	•	•			•H	•H	•L	•			
Cylinder (piston) worn or scored	•	•			•H	•H	•L	•			
Rod packing leaks	•	•						•			
Safety valve leaks	•	•					•				
Belts slipping	•	•									
Speed lower than rating	•	•									
Gauge defective		•	•				•				
Safety valve set too low				•		•					
Safety valve defective				•		•	•				
Control air pipe leaks			•	•							
Intercooler passages clogged					•	•					
Intercooler leaks							•				
Cylinder, head, intercooler dirty								•	•		
Water quantity insufficient	•				•			•	•		
Water inlet temperature too high	•				•			•	•		
Water jackets or intercooler dirty					•			•	•		
Air discharge temperature too high								•	•		
Intercooler pressure too high								•	•		
Speed too high								•	•		
V-belt or other misalignment								•			
Bearings need adjustment or renewal								•			
Oil level too high								•			
Lubrication inadequate								•		•	
Oil viscosity incorrect								•		•	
Ambient temperature too high								•			
Ventilation poor								•			
Air flow to fan blocked								•			
Rotation wrong								•			
Oil level too low								•			
Check or discharge valve defective								•			
"Off" time insufficient								•			
Belts too tight								•			
Valves dirty					•	•		•		•	
Liquid carry-over								•		•	
Oil feed excessive										•	
Air filter defective										•	
Dirt, rust entering cylinder										•	
Assembly incorrect										•	
Springs broken										•	
New valve on worn seat										•	
Worn valve on good seat										•	
Rod packing too tight								•			
Control air line clogged			•								
Resonant pulsation (inlet or disch)					•	•				•	

H (in high pressure cylinder) L (in low pressure cylinder)

REFERENCES

1. "Compressed Air and Gas Data." A.W. Loomis (Ed.), Ingersoll-Rand, Inc., Woodliffe Lake, N.J. (1967).
- Additional References*
2. "Compressed Air and Gas Handbook." Compressed Air and Gas Inst., 3rd Ed., Thomas Assoc., Inc., Cleveland, Ohio (1961)
3. "Your Guide to Reciprocating Compressors" Joy Manuf. Co., Pittsburgh, Pa.
4. "Vacuum and Pressure Systems." Gast Manuf Co., Benton Harbor, Mich.
5. "Centrifugal Compressor Engineering." Hoffman Ind. Div., Clarkson Ind., Inc., East Syracuse, N.Y. (1973).
6. "Vacuum Testing." Leybold-Heweus Vacuum Products, Inc., Export, Pa.



**FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.
DIVISION DE EDUCACION CONTINUA**

**CURSOS INSTITUCIONALES
COMISIÓN DEL AGUA DEL ESTADO DE MEXICO**

SELECCIÓN Y APLICACIÓN DE EQUIPOS DE BOMBEO
Del 5 al 9 de julio de 1999.

Estaciones de Bombeo para Aguas Residuales

Ing. Enrique Heras Herrera
Palacio de Minería
1999.

6

Bombas y estaciones de bombeo

La finalidad de este capítulo es servir de introducción al estudio de las bombas y estaciones de bombeo. Como este tema es sumamente amplio, se limita este capítulo al material que el ingeniero sanitario debe conocer mejor. Por ello, se prestará más atención a los tipos y características de funcionamiento de las bombas y de sus accionamientos, a los fundamentos en la elección de bombas y al proyecto de estaciones de bombeo de aguas residuales. La base teórica y las razones técnicas en la toma de decisiones en un proyecto de estación de bombeo, especialmente en los casos más simples, se discute igualmente en este capítulo.

Los libros de consulta indicados en la bibliografía (la 3, 5 y 6), artículos de revistas 9 y 14 y otras publicaciones pueden utilizarse para complementar la información presentada en este capítulo. En la práctica, el ingeniero debe estar familiarizado con el uso de catálogos y datos de los mejores fabricantes de bombas, ya que los problemas de un proyecto de ingeniería no pueden resolverse sin consultar aquéllos. La visita a estaciones de bombeo existentes y el estudio de planos y especificaciones de estaciones existentes o en proyecto proporcionará información y experiencia que no puede obtenerse de mejor manera.

6.1. BOMBAS

Se describen en este apartado las bombas más corrientes en el campo de las aguas residuales, sus características funcionales y su construcción. Del mismo modo, se mencionan algunas bombas especiales que han sido utilizadas en determinados casos.

6.1.1. Bombas centrífugas

Las bombas centrífugas se clasifican como: 1) flujo radial; 2) flujo mixto, y 3) flujo axial.¹¹ La relación de estas bombas con los otros muchos tipos utilizados en el campo de las aguas residuales e incluso en otros campos se muestra esquemáticamente en la figura 6.1. Por lo general, las bombas de flujos radial y mixto se emplean para el bombeo de aguas residuales y pluviales. Las bombas de flujo axial pueden utilizarse para bombeo de escorrentías pluviales sin mezclar con aguas residuales o efluentes de plantas de tratamiento.

Bombas de flujo radial. Estas bombas utilizan la fuerza centrífuga para transferir energía al fluido. Debe hacerse observar que en la undécima edición de *Hydraulic Institute Standards* (1965) este tipo de bombas fueron llamadas bombas centrífugas. Los componentes principales de una bomba centrífuga de flujo radial se indican en la figura 6.2, donde se puede ver cómo el agua entra axialmente en el rodete y descarga en ángulos rectos con el eje. Es recogida seguidamente por un canal con un área que aumenta gradualmente, llamado voluta, que se extiende hasta la tobera de descarga de la bomba. Esta bomba es conocida como de simple aspiración tipo voluta. Si el agua entra axialmente al rodete por ambos lados, el rodete se denomina de doble aspiración. Debido a que los trapos y hojarasca que arrastran las aguas residuales, aun cuando sean éstas filtradas, obstruyen fácilmente los pequeños canales de las bombas típicas de flujo radial para agua limpia, las utilizadas para aguas negras cargadas son generalmente de simple aspiración tipo voluta, provistas de rodetes especiales que impiden las obstrucciones (véase fig. 6.2).

Los ejes pueden ser horizontales, pero generalmente son verticales; sin embargo, se han utilizado bombas de doble aspiración y eje horizontal en algunas de las mayores estaciones de bombeo de los Estados Unidos, especialmente en el Distrito Sanitario Metropolitano del Gran Chicago. En la figura 6.2 se observa cómo el eje no se prolonga en la canalización de aspiración. En la bomba de doble aspiración, el eje se extiende por completo a través de ambos oídos de aspiración y cualquier trapo que lleven las aguas residuales tendrá una tendencia a arrollarse en los ejes.

Las bombas inatascables tienen canales de paso más anchos y un número mínimo de álabes (que no excede de dos en los tamaños menores y tres, o a lo sumo cuatro, en los tamaños mayores). Los rodetes son casi todos del tipo cerrado. En el servicio de aguas negras sin tratar, las bombas de 10 cm (diámetro de la boca de descarga) deberán ser capaces de dejar pasar esferas de 7,5 cm de diámetro; y las bombas de 20 cm, esferas con un diámetro de 10 cm; etc. El tamaño de la esfera se hace cada vez mayor

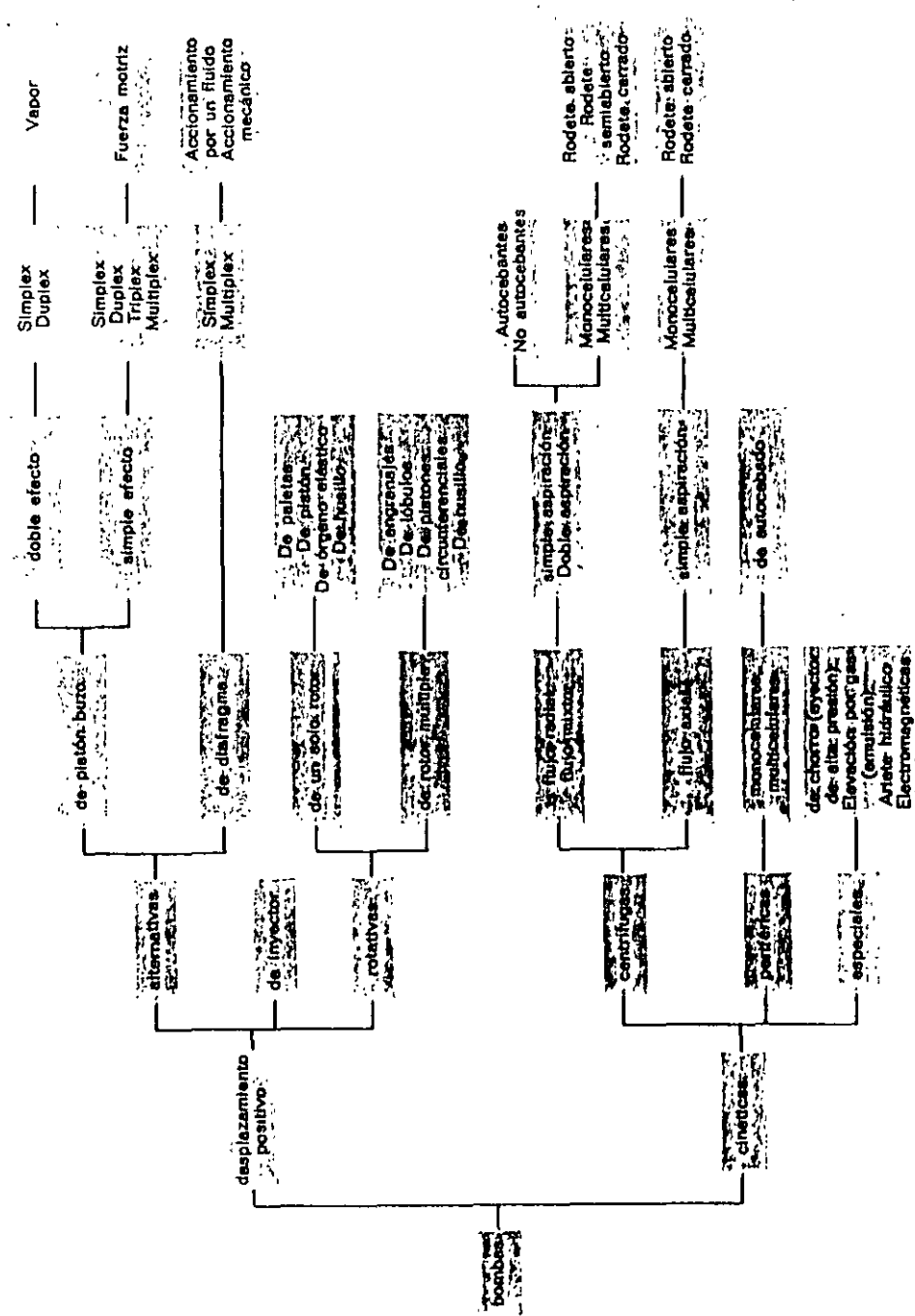


Fig. 6.1. Clasificación de las bombas¹¹

cuando el tamaño de la bomba aumenta (hasta 20 cm o esferas mayores para bombas de 90 cm, según el diseño). Las bombas inatascables menores de 10 cm no deben usarse en estaciones de bombeo municipales para manipular aguas negras sin tratar.

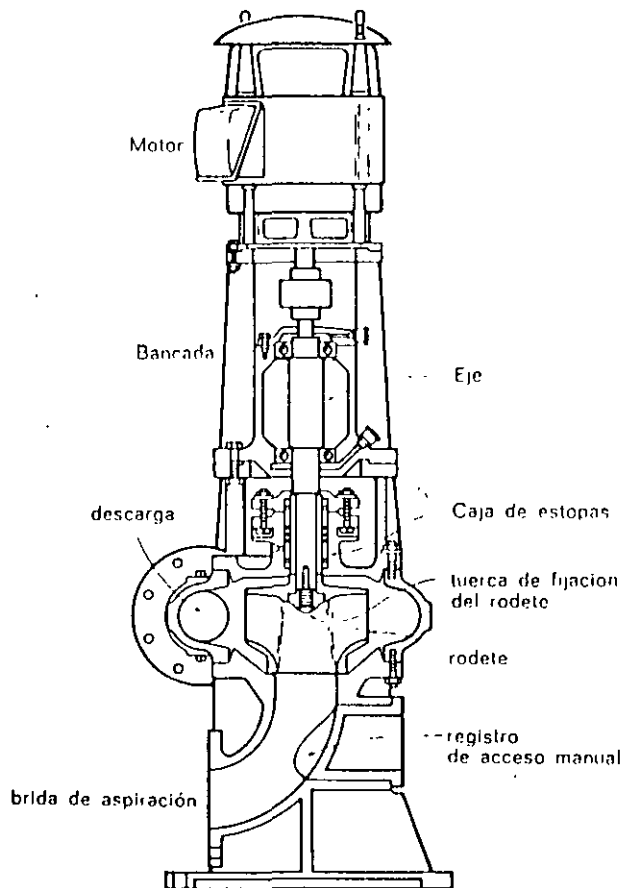


Fig. 6.2. Típica bomba vertical de flujo radial para aguas residuales (cortesía de Fairbanks Morse)

Bombas de flujo mixto. Las bombas con rodetes de flujo mixto ocupan un lugar intermedio entre las bombas de flujo radial en las que un vórtice forzado está superpuesto sobre un flujo radial hacia el exterior y de flujo axial en las que un vórtice forzado está superpuesto sobre el flujo axial. La velocidad específica (un parámetro utilizado para caracterizar las

bombas [véase «Características de funcionamiento de las bombas»] de estas bombas varía de 70 a 190.

A medida que la velocidad específica aumenta de 70 a 125 a 190, las características se vuelven más parecidas a las de una bomba de flujo axial. La forma del rodete y el diseño de la bomba varían igualmente. Los rodetes de flujo mixto pueden instalarse en cámaras tipo voluta, en cuyo caso se denominan bombas de flujo mixto con voluta, o bien en cámaras tipo difusor semejantes a las bombas hélice, en cuyo caso se llaman bombas helicocentrífugas.

Las bombas de flujo mixto con voluta son idóneas para el bombeo de las aguas residuales no tratadas y pluviales, especialmente para velocidades específicas entre 70 y 110. Están disponibles en tamaños de 20 cm y superiores y para alturas de elevación de 15 a 18 m. Operan a velocidades más elevadas que las bombas inatascables, son generalmente más ligeras y, en los casos en que son aplicables, su coste es menor que el de las bombas inatascables. El tamaño de las esferas que pueden pasar por una bomba de flujo mixto con voluta es mucho menor que el manipulable por una bomba inatascable del mismo tamaño, pero por la bomba de 20 cm deberá pasar una esfera con un diámetro de 7,5 cm. Los rodetes pueden ser abiertos o cerrados, si bien este último tipo es el preferido.

Bombas de flujo axial. Cuando se han de bombear aguas pluviales, especialmente en aquellos casos en que se tenga que bombear una gran cantidad contra una altura de elevación baja, este tipo de bomba es menos caro que los anteriormente descritos. La bomba se compone de una hélice de múltiples álabes o propulsor situada en una envolvente con álabes-guía fijos por delante y detrás del rodete. La acción es, pues, similar a la de una hélice de barco, ya que arrastra el agua a través de los álabes directrices de entrada y descarga a través de las álabes-guía de salida. Este tipo de bomba no deberá utilizarse para aguas residuales no tratadas o fangos, ya que los trapos pueden quedarse enredados en los álabes-guía.

6.1.2. Bombas de desplazamiento positivo

Las bombas alternativas tipo émbolo se utilizan frecuentemente para trasegar fangos de los tanques de decantación primarios a los de digestión y desde uno a otro digestor en las plantas de tratamiento de aguas residuales. La bomba rotativa de anillo excéntrico Moyno (nombre comercial) se emplea para manipular fangos concentrados muy pesados. Las bombas rotativas de engranajes se utilizan en los sistemas de lubricación del equipo de las plantas de aguas residuales tales como motores y soplantes.

6.1.3. Características operativas de las bombas

Las características de funcionamiento dependen del tamaño, velocidad y diseño de la bomba. Las curvas características, llamadas en la práctica curvas de bomba, muestran la altura de elevación total H en m, el rendimiento E en tanto por ciento y la potencia absorbida P en CV, representadas como ordenadas respecto al caudal Q en l/m como abscisas. La forma general de dichas curvas depende de la velocidad específica.

Las curvas características de las bombas centrifugas de flujo radial, helicocentrífugas con voluta, helicocentrífugas con difusor y de flujo axial se muestran en la figura 6.3, donde las variables se han representado como porcentaje de sus valores en el punto de máximo rendimiento (pmr). Por otro lado, las características operacionales de diversos tipos de bombas se han resumido y presentado en la tabla 6.1.

Para bombas de flujo radial puede demostrarse teóricamente que el caudal Q , la altura de elevación H y potencia P en un punto particular de

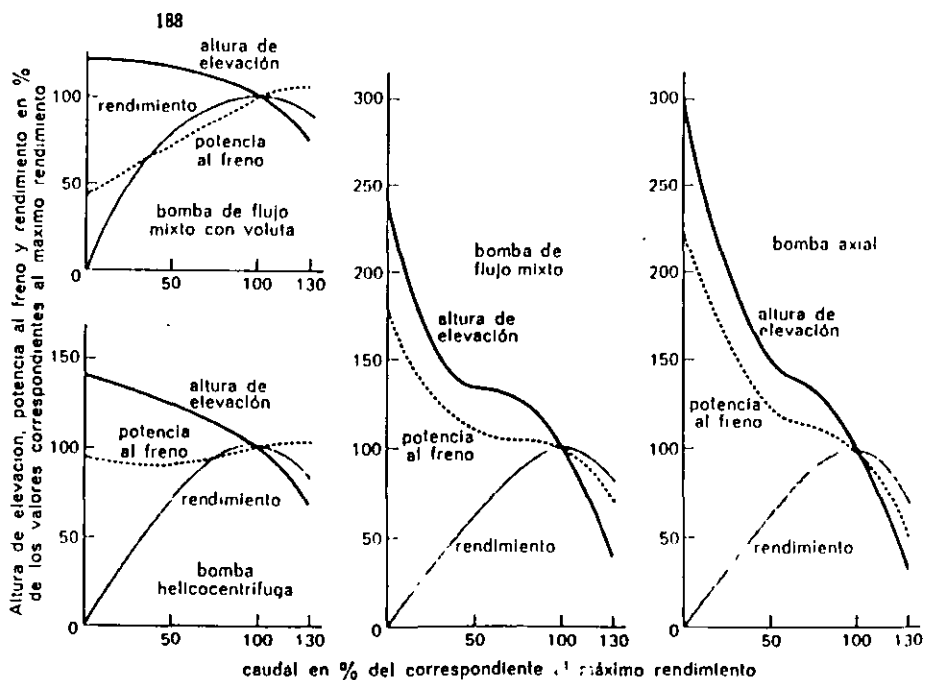


Fig. 6.3. Curvas características de las turbobombas

Tabla 6.1. Características funcionales de varios tipos de turbobombas y bombas de desplazamiento positivo

Características	Tipo de bomba			De desplazamiento positivo	
	Radial	Helicocentrífugas	Axial	Rotativas	De pistón
Flujo	Uniforme	Uniforme	Uniforme	Relativa-mente uniforme	Pulsatorio
Efecto del aumento de la altura de elevación:					
Sobre el caudal	Descenso	Descenso	Descenso	Descenso casi despreciable*	
Sobre la potencia absorbida	Descenso	Pequeño descenso a gran aumento	Gran aumento	Aumento	Aumento
Efecto de la disminución de la altura de elevación:					
Sobre el caudal	Aumento	Aumento	Aumento	Aumento casi despreciable*	
Sobre la potencia absorbida	Aumento	Ligero aumento o disminución	Disminución	Disminución	Disminución
Efecto del cierre de la válvula de descarga:					
Sobre la presión	Aumento de hasta un 30%	Aumento considerable	Gran aumento	Se desarrolla una presión destructora a menos que se utilice una válvula de seguridad Aumento creciente	
Sobre la demanda de energía	50-60% de disminución	Desde un 10% de disminución a un aumento del 80%	80-150% de aumento		
Válvulas de bomba	Ninguna**	Ninguna**	Ninguna**	Ninguna**	Válvulas de admisión y descarga

* La pérdida por desluzamiento aumenta con presiones diferenciales crecientes.

** Las válvulas de cierre y de retención se instalan en la tubería a cierta distancia de la bomba. No son necesarias para mantener la acción de bombeo.

funcionamiento en las curvas características se relacionan con la velocidad N en revoluciones por minuto (rpm) del siguiente modo:

Q varía con N
 H varía con N^2
 P varía con N^3

[6.1]

Se conocen estas relaciones como leyes de afinidad y se usan para determinar el efecto de los cambios de velocidad en el caudal, altura de elevación y potencia. Leyes similares se aplican para calcular un cambio de diámetro del rodete, pero no son tan seguras. En la práctica real, el nuevo punto operativo que resulta de un cambio de velocidad será la intersección de la curva del sistema y la nueva curva caudal-altura de elevación.

Una relación importante, ya mencionada y utilizada anteriormente, es la de la velocidad específica definida por la siguiente ecuación:

$$N_s = \frac{N \sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad [6.2]$$

donde N_s = velocidad específica
 N = velocidad, en rpm
 Q = caudal, en m³/s
 H = altura de elevación, en m

Para cualquier bomba funcionando a una velocidad dada, Q y H se toman en el punto de rendimiento máximo. Cuando se utiliza la ecuación 6.2 para bombas con rodete de doble aspiración, se utiliza la mitad del caudal a menos que se indique lo contrario. En el caso de bombas de varias fases, la altura de elevación es la altura por fase.

El valor calculado de velocidad específica carece de significado físico, excepto como cifra característica, pero es útil en extremo porque es constante en todas las bombas similares y no varía con la velocidad para la misma bomba. La velocidad específica para una bomba dada es independiente de la velocidad y tamaño físicos y depende solamente de la forma, considerándose algunas veces como un factor de forma. La figura 6.4 muestra la variación en el rendimiento máximo que puede esperarse con las variaciones de tamaño (caudal) y configuración (velocidad específica). Al pie de la figura se muestran los cambios progresivos en la forma del rodete cuando aumenta la velocidad específica.

Las características de diseño de una bomba, los parámetros de cavitación y funcionamiento anormal en condiciones transitorias pueden correlacionarse satisfactoriamente con la velocidad específica.

El análisis de la ecuación de la velocidad específica revela lo siguiente:

1. Si se eligen unidades mayores del mismo tipo para aproximadamente la misma altura de elevación, se deberá reducir la velocidad de funcionamiento.
2. Si se seleccionan unidades de velocidades específicas más elevadas para la misma altura de elevación y caudal, funcionarán a mayor velocidad; y por ello la unidad completa, incluyendo el motor, será más barata.

Así pues, se hace evidente el motivo por el que las grandes bombas tipo hélice se utilizan en irrigación donde normalmente se requiere un servicio de gran caudal y poca altura de aspiración.

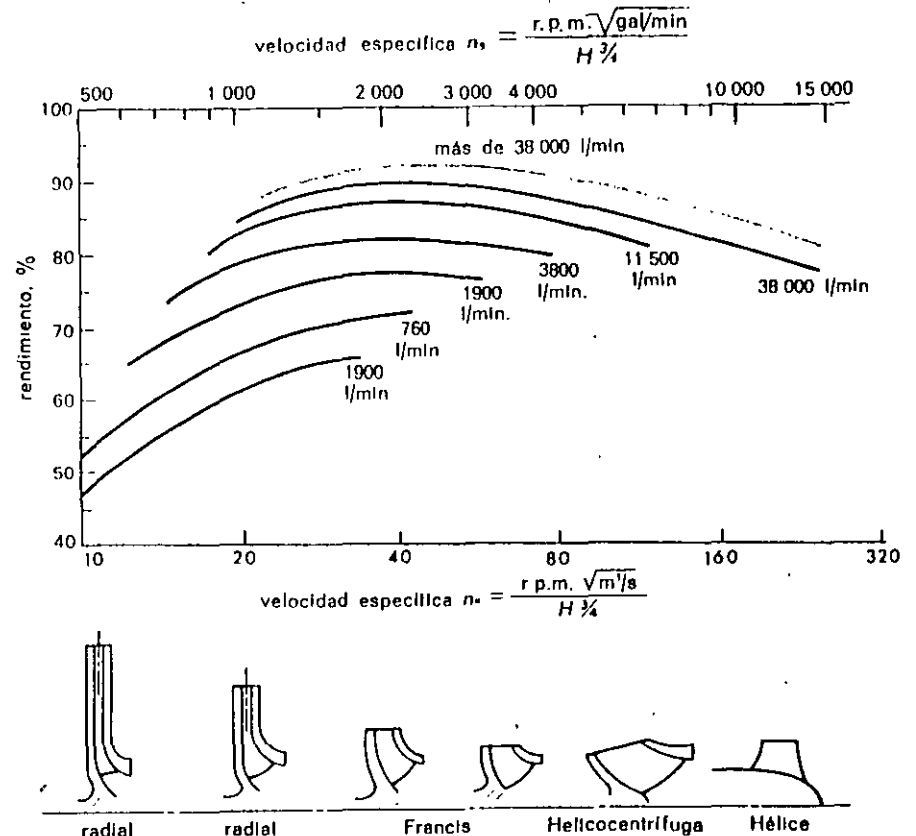


Fig. 6.4. Rendimiento de la bomba respecto a la velocidad específica y tamaño (cortesía de Worthington Corp.)

6.1.4. Construcción de bombas

Las bombas para aguas residuales se construyen de hierro fundido con garnición de bronce o acero inoxidable y con rodetes de hierro fundido o bronce. Cuando las aguas negras contienen arenilla se conseguirá una mayor duración con rodetes de hierro fundido.

Las bombas mayores van normalmente provistas de anillos desgastables de bronce en el lado de la succión del rodete. Si así se desea, pueden suministrarse con anillos de acero inoxidable. Las bombas con tamaño

inferior a 20 cm se suministran generalmente sin anillos desgastables o si los llevan sólo será en la carcasa.

Los cojinetes para bombas verticales en foso seco son, por lo general, del tipo antifricción y van colocados en el bastidor principal sobre el rodete y normalmente se lubrican con grasa. Las bombas sumergidas van equipadas con cojinetes de manguitos lubricados con aceite.

Los árboles de las bombas deberán ser de acero forjado de alta calidad e irán protegidos con manguitos renovables de acero inoxidable o bronce allí donde el árbol atraviese el prensaestopas. En las bombas pequeñas, el árbol debe construirse de acero inoxidable y sin manguitos en el árbol.

Las cajas de estopas pueden estar provistas de entradas de agua o grasa para contribuir al cierre. Los cierres de grasa no se usarán en bombas que manipulen aguas residuales que contengan arena; si se puede disponer de un abastecimiento público de agua o bien se obtiene a coste razonable. El agua para ser utilizada como cierre se suministrará a una presión de 0,4 a 0,7 kg/cm² por encima de la presión de descarga de la bomba y no se permitirán conexiones directas con el suministro público. Se eliminan éstas proporcionando un sistema de cierre aparte, comportando un depósito abierto por su parte superior, alimentado por una válvula de flotador y bombas para impulsión del agua para cierre. Las bombas menores se suministran a veces en la actualidad con cierres mecánicos. Estos cierres mecánicos deberán ser del tipo de doble cierre y requieren una limpieza continua con agua limpia a presión o agua residual filtrada.

6.1.5. Bombas especiales

Las bombas especiales utilizadas para distintas aplicaciones incluyen eyectores neumáticos, bombas de vórtice inducido, bombas sin álabes, y bombas de chorro y elevación por aire.

Eyectores neumáticos. Cuando la cantidad de aguas residuales sea pequeña y se prevea que el aumento futuro del caudal estará limitado a una parte de su capacidad, se utilizan con frecuencia los eyectores neumáticos por sus características inatascables.

Un eyector de aguas residuales con su equipo asociado y controles, se muestra en la figura 6.5. En primer lugar, el agua residual entra y comienza a llenar el depósito del eyector. Cuando éste esté lleno, se acciona una válvula de triple paso para cerrar el tubo de purga y admitir aire comprimido a la cámara, que fuerza el agua residual a la tubería de descarga. Cuando el agua residual alcanza el nivel mínimo, se invierte la posición de la llave de triple paso para cerrar la admisión de aire com-

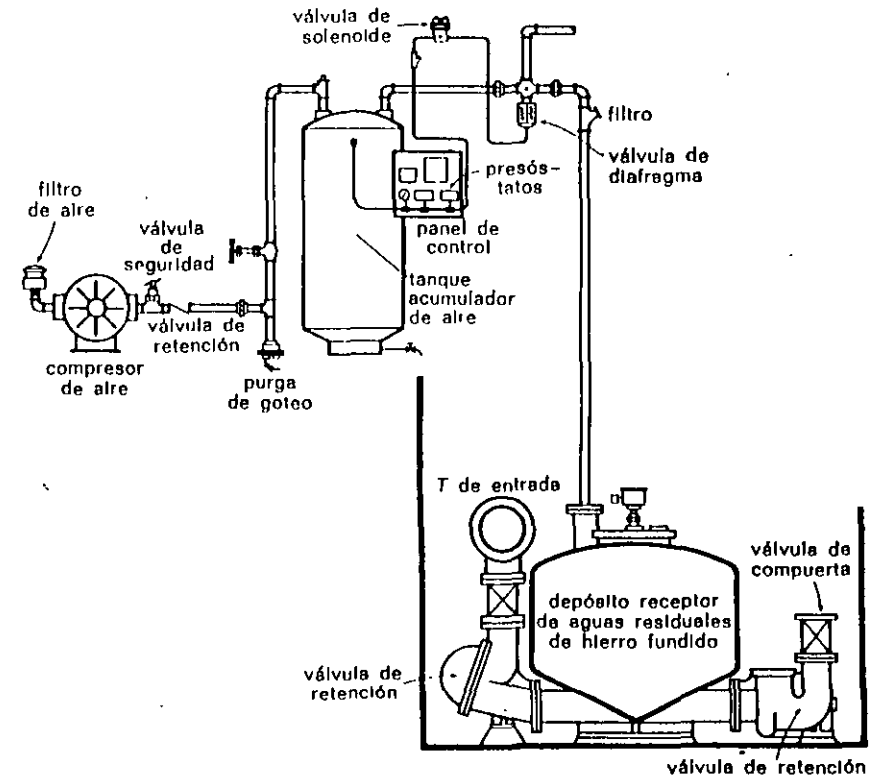


Fig. 6.5. Eyector neumático y circuito asociado (cortesía de Yeomans)

primido y abrir la purga. El escape del aire dentro de la cámara permite que el agua residual fluya hacia el depósito. El aire comprimido puede ser suministrado directamente por los compresores de aire o bien de un depósito de almacenamiento que se mantiene a la presión requerida por compresores de aire. En este último caso, los compresores de aire pueden ser más pequeños y la potencia del motor instalado se reduce a la mitad.

Los eyectores neumáticos se encuentran en el mercado con capacidades que oscilan de 75 a 2300 l/min con funcionamiento simplex. En condiciones normales de diseño, los eyectores realizan un ciclo por minuto, llenándose en 30 segundos y descargando en 30 segundos.

Los eyectores neumáticos de instalaciones municipales se utilizarán con funcionamiento dúplex. Cuando los caudales sean particularmente pequeños, puede instalarse inicialmente una cámara de eyector, dejándose espacio para la posterior instalación de una segunda cámara. El funcio-

namiento de las instalaciones grandes será alterno. Las pequeñas pueden hacerse funcionar, si las alcantarillas entrante y saliente tienen la suficiente capacidad, como dos unidades individuales en cuyo caso los controles son mucho más sencillos.

Los eyectores neumáticos son económicamente viables hasta caudales de 1100 l/min, pero por encima de ese valor el consumo de energía es excesivo y, por tanto, su coste elevadísimo. Se recomienda el uso de bombas centrífugas para caudales mayores.

Bombas de vórtice inducido. Fueron desarrolladas por Wemco (nombre comercial) para la manipulación de materias sólidas y llevan un rodete hundido en el costado de la carcasa totalmente fuera de la corriente. Se establece un torbellino de bombeo por arrastre viscoso. Estas bombas se han instalado en muchas plantas de tratamiento de aguas residuales para bombear lodos y aguas negras, y prácticamente no se obturan, en circunstancias en las que lo harían repetidamente las bombas convencionales inatascables. Debido a su coste elevado y bajo rendimiento, se anticipa que estas bombas encontrarán su mayor utilidad en el bombeo de fangos dentro del campo de la ingeniería sanitaria.

Bombas sin álabes. Básicamente son bombas centrífugas del tipo voluta, provistas de un rodete sin álabes o del canal único. Las curvas características de una bomba sin álabes se comparan con las de una bomba convencional inatascable en la figura 6.6. El caudal de la bomba sin álabes es aproximadamente la mitad del de una bomba convencional inatascable. Estas bombas han demostrado superiores características como inatascables y se adaptan muy bien a caudales pequeños. Se encuentran en tamaños de hasta 13 centímetros.

Bombas de columna de aire o de emulsión, y de chorro. Las bombas de columna de aire se usan a veces en las plantas de tratamiento de aguas residuales para recircular fango en el proceso de fangos activados. Las bombas de chorro se utilizan en ocasiones para cebado de bombas centrífugas.

6.2. ACCIONAMIENTOS DE BOMBAS

Los accionamientos más frecuentes en bombas de aguas residuales son motores eléctricos acoplados directamente. A veces se instalan unidades accionadas por motores de combustión interna para asegurar el funcionamiento durante los cortes de corriente eléctrica o en los casos en que se utilice el gas que desprenden las aguas residuales como combustible.

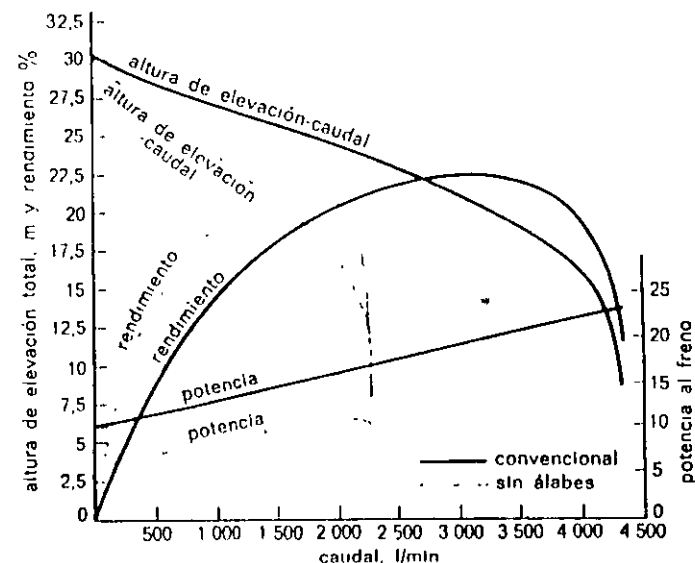


Fig. 6.6. Curvas características de las bombas de flujo radial y del tipo sin álabes para el trasiego de sólidos de tamaño comparable (cortesía de Fairbanks Morse)

6.2.1. Motores eléctricos

Las bombas de velocidad constante pueden accionarse por motores de inducción con rotor bobinado o de jaula de ardilla o por motores síncronos. Los motores de jaula de ardilla son los que normalmente se seleccionan debido a su sencillez, fiabilidad y economía, a menos que las limitaciones de intensidad de arranque de la compañía eléctrica obliguen a la elección de los motores de rotor bobinado. Los motores síncronos resultan más económicos para accionamientos de gran potencia a baja velocidad.

Los motores de rotor bobinado se utilizan habitualmente en funcionamiento a velocidad variable. El ajuste de la velocidad se obtiene mediante el control de la resistencia en el circuito del rotor. Pueden lograrse reducciones de velocidad de hasta un tercio de la velocidad a plena carga. En la mayoría de los casos es suficiente para cubrir todo el intervalo de caudal desde cero a máximo. El motor se arranca con resistencia total en el circuito. A medida que los contactores magnéticos desconectan las resistencias por escalones, la velocidad del motor y el caudal de aguas residuales aumentan también escalonadamente. Un método frecuente de control es realizar dos escalones de aceleración seguidas de cinco velocidades de accionamiento normales. La variación de velocidad sin esca-

iones se consigue por el uso de resistencias líquidas o accionamientos magnéticos.

La velocidad síncrona de un motor eléctrico viene dada por la fórmula

$$\text{rpm} = \frac{50 \times \text{frecuencia}}{\text{núm. de pares de polos}} \quad [6.3]$$

Los motores síncronos funcionan a esta velocidad, pero la velocidad de los motores de inducción de jaula de ardilla y la velocidad máxima de los motores de inducción bobinado es del 2 al 3% inferior debido al deslizamiento. Las velocidades normales para accionamiento de bombas por motores de velocidad constante que funcionan con corriente alterna a 60 ciclos se indican en la tabla 6.2.*

Las velocidades superiores a 1750 rpm no se usan en las bombas para aguas negras y las velocidades inferiores a 277 rpm son poco frecuentes. Se encuentran en el mercado motores de jaula de ardilla con doble bobinado y varias velocidades, pero se limitan éstas sólo a dos de las que se muestran en la tabla 6.2. Pueden derivarse dos velocidades más que han de ser la mitad de las dos primeras velocidades. Puesto que la altura de elevación producida varía con el cuadrado de la velocidad, los motores

Tabla 6.2 Velocidades de funcionamiento de motores de velocidad constante para corriente alterna de 60 ciclos

Pares de polos	Velocidad del motor, rpm	
	Síncrono	Inducción
1	3600	3500
2	1800	1750
3	1200	1160
4	900	870
5	720	395
6	600	580
7	514	500
8	450	435
9	400	390
10	360	350
11	327	318
12	300	290
13	277	268
14	257	249

* T. En España la frecuencia es de 50 ciclos. (N. del T.)

de dos velocidades son muy raramente utilizados a menos que la parte de altura de naturaleza estática sea pequeña en proporción a la altura de elevación en el caudal de proyecto o que la velocidad de la bomba sea muy baja. En este último caso se usan a veces motores síncronos de dos velocidades.

6.2.2. Motores de combustión interna

En las plantas de tratamiento de aguas residuales, las bombas pueden ser accionadas por motores de gas, aprovechando el que desprenden las aguas residuales, o dos combustibles. Estas bombas pueden ser horizontales y estar acopladas directamente o a través de engranajes o árboles verticales accionados por engranajes en ángulo recto. La velocidad del motor puede controlarse manualmente por los operarios o automáticamente desde un flotador en el pozo de aspiración.

Los motores Diesel o de encendido por chispa que queman gas o gasolina pueden utilizarse para impulsar bombas de aguas residuales y cuando las bombas deban funcionar durante cortes de energía, se suele instalar por lo menos una de tales unidades. En estos casos se instalan una o más unidades de accionamiento dual. En esta disposición, se monta un motor eléctrico encima del engranaje en ángulo recto y se acopla directamente al árbol de la bomba. El motor de combustión interna o similar se conecta al árbol horizontal del engranaje en ángulo recto por medio de un embrague o acoplamiento de desconexión rápida. Si este motor ha de funcionar automáticamente, el embrague será de tipo rueda libre.

6.3. ELECCION DE BOMBAS PARA AGUAS RESIDUALES

6.3.1. Determinación del caudal de proyecto

La cantidad y variación del caudal de aguas residuales (discutida en el capítulo 2) debe conocerse antes de efectuar la selección adecuada de bombas y otros componentes de una estación de bombeo de aguas residuales. Se realizarán estimaciones no sólo del intervalo de caudales iniciales sino también de los futuros que se puedan presentar en la estación. Se habrá de tomar una decisión sobre si: 1) debe instalarse equipo bastante grande, capaz de trasegar todos los posibles caudales presentes y futuros, o 2) hacer las adecuadas provisiones para el aumento de capacidad de la estación en el futuro instalando grandes rodetes, mayores bombas, equipo complementario o, en algunos casos, motores con mayores potencias y velocidades.

El caudal de proyecto dependerá de varios factores:

1. Los caudales máximos de tiempo seco y húmedo.
2. La existencia de aliviaderos, su situación y la posibilidad de inundación de sótanos y calles.
3. Especificaciones de los servicios reguladores locales o estatales.
4. La capacidad que tenga el proceso de tratamiento para admitir grandes aumentos de caudal, o si la recirculación del caudal se incorpora en el proyecto de la planta.

Si existiesen vertederos adecuados, que funcionaran sin inundar la red de alcantarillado y que estuviese permitida la descarga a cursos de agua durante los aguaceros, el caudal de proyecto no es necesario que exceda en mucho el caudal máximo en tiempo seco (20 % será suficiente). Si no existen estas condiciones favorables, puede resultar esencial bombear de 2,5 a 3 veces el caudal medio en tiempo seco a la planta de tratamiento durante los aguaceros, según la cantidad de aguas pluviales que llegue a las alcantarillas. Parte de este caudal puede ser evacuado a través de conductos de derivación en la planta, antes o después de un tratamiento parcial.

Las estaciones de bombeo que atienden a redes de alcantarillado por el sistema unitario pueden tener dos grupos de bombas: uno para bombear el caudal de aguas residuales en tiempo seco a una planta de tratamiento o a un interceptor que las conduzca a una planta de tratamiento, y un segundo grupo de grandes bombas para aguas pluviales para bombear conjuntamente las aguas residuales y pluviales en época de lluvias torrenciales a un punto próximo de descarga adecuado en el sistema natural de drenaje de la zona. Las bombas para aguas pluviales y su tubería de evacuación tendrán suficiente capacidad para evitar inundaciones de calles y sótanos. Muchas de dichas estaciones de bombeo se han construido en redes de alcantarillado unitarias, descargando aguas pluviales directamente en los cursos de agua sin tratamiento. Investigaciones recientes han establecido que tales prácticas dan como resultado una importante polución en muchos lugares, e investigaciones actualmente en curso tratan de hallar métodos económicos de reducir la polución mediante una combinación de almacenamiento y tratamiento.

6.3.2. Consideraciones generales en la elección de bombas

La estación lejana y pequeña que tan sólo atiende a una pequeña parte del área total tributaria puede comportar dos unidades idénticas, ambas con capacidad para tratar el caudal máximo. La estación trabaja en forma alterna entre descarga a caudal máximo y descarga nula. Cuando

se prevea un crecimiento futuro importante de la zona de drenaje, se dejará espacio para una o dos bombas más. La estación grande, por otro lado, que bombea todo o gran parte del caudal de aguas residuales a la planta de tratamiento se proyectará, en la medida de lo posible, de modo que bombee continuamente. El caudal saliente variará gradualmente en incrementos relativamente pequeños a medida que cambia el caudal entrante, a fin de que la planta de tratamiento pueda funcionar al máximo rendimiento. Esto requiere, al menos, una bomba con una capacidad aproximadamente igual o ligeramente menor que el caudal mínimo. Además de este requisito, se tendrá en cuenta el caudal máximo de proyecto, que varía de 1,5 a 3 veces el correspondiente caudal medio en tiempo seco. Para permitir los trabajos propios de reparación y mantenimiento, este último caudal ha de poder ser trasegado estando fuera de servicio la unidad más grande.

El ajustarse a las variaciones de caudal de mínimo a máximo puede suponer un gran número de bombas de diferentes tamaños, si han de funcionar a velocidad constante. Además, si la estación descarga a través de una larga tubería forzada con considerable pérdida de carga por fricción, las bombas más pequeñas puede que no sean utilizables en condiciones de caudal máximo por el aumento de la altura de elevación. Una solución aceptable para este problema es el empleo de bombas de velocidad variable o bien una combinación de bombas de velocidad constante y variable. En tales casos, el número de unidades puede reducirse, al menos en una y, a veces, incluso más. Muchas veces se comprueba que las unidades pueden ser del mismo tamaño o a lo sumo de dos, lo que reduce el número de accesorios que deben guardarse en almacén y puede suponer, en principio, precios de adquisición más favorables de las bombas.

Los accionamientos a velocidad variable son más caros que los motores de velocidad constante. Tienen menor rendimiento como consecuencia de las pérdidas por deslizamiento. Puesto que la potencia requerida por la bomba varía con el cubo de la velocidad, la pérdida real de potencia es mucho menor de lo supuesto al considerar el rendimiento por sí solo. La pérdida no es generalmente excesiva cuando se piensa que las bombas de velocidad variable permiten realizar estaciones y pozos de aspiración más pequeños, con menos arranques y paradas de las unidades.

6.3.3. Análisis del sistema

El análisis del sistema para una planta de bombeo se lleva a cabo para elegir las bombas más idóneas en cada caso así como sus puntos operativos. Ello supone el cálculo de las curvas de altura de elevación

del sistema y el empleo de éstas junto con las curvas características de las bombas disponibles.

Curvas de altura de elevación del sistema. La curva de altura de elevación del sistema representa la altura total de carga con la que las bombas tendrán que funcionar en distintas condiciones de caudal. Se compone de la altura estática más las pérdidas por rozamiento en la tubería y accesorios representadas en función del caudal. Si la pérdida de carga debida al rozamiento fuera despreciable, la curva de altura de elevación del sistema será una recta paralela al eje x .

La altura estática es la diferencia de elevación entre el nivel de agua en el pozo de aspiración y el nivel en el punto de descarga. Puesto que el nivel de agua en el pozo de aspiración variará entre los correspondientes a los de los interruptores del flotador que mandan la puesta en marcha y paro de las bombas, y toda vez que también puede variar el nivel de descarga de agua, la altura estática variará dando como resultado una familia de curvas del sistema paralelas. En general, la curva máxima del sistema corresponde al nivel inferior en el pozo de aspiración y la curva mínima del sistema al nivel más alto en el pozo de aspiración. Las pérdidas por rozamiento en la red de tuberías de la estación y en la conducción de impulsión pueden calcularse mediante las fórmulas de Darcy-Weisbach o Hazen-Williams. Las pérdidas de entrada y salida así como las pérdidas en válvulas y accesorios deben incluirse y se calculan con facilidad como fracciones de la altura dinámica mediante la ecuación

$$H = K \frac{v^2}{2g} \quad [6.4]$$

Para los valores correctos de K , el estudiante consultará libros de texto y de consulta corriente sobre hidráulica.

Para calcular las pérdidas por rozamiento, se supondrán previamente los tamaños de las tuberías y accesorios. El caudal de proyecto y el número de equipos de bombeo se estimará (al menos en plan de tanteo) y se elegirán tamaños de tuberías que determinen velocidades entre 1 y 2,5 m/s. Las velocidades más elevadas corresponden a los equipos mayores. Velocidades entre 1,2 y 1,8 m/s son aconsejables aunque no siempre resulten económicamente factibles.

Determinación del punto de funcionamiento para funcionamiento con una sola bomba. Las curvas características de la bomba muestran la relación entre la altura de elevación, caudal, rendimiento y potencia al freno para una serie de posibles condiciones operatorias, pero no indican en qué

punto de las curvas funcionará la bomba. El punto de funcionamiento se halla trazando la curva caudal-altura de elevación en la representación gráfica del sistema. La bomba funcionará en el punto de intersección de ambas curvas. Si se usa un coeficiente de rozamiento muy conservador al calcular la curva del sistema, la bomba puede funcionar mucho más alejada de su curva altura-capacidad que lo que se pretendía. En casos extremos, esto puede traer como consecuencia una pérdida considerable de rendimiento, una sobrecarga del motor y posible cavitación. Tales condiciones pueden prevenirse y preverse dibujando curvas del sistema utilizando coeficientes de rozamiento para la nueva tubería además de las curvas del sistema basadas en los valores C de proyecto. El punto óptimo se hallará dentro de la familia de curvas del sistema donde éstas se cortan con la curva de la bomba.

Funcionamiento con varias bombas. En las estaciones en que dos o más bombas funcionen aisladamente o en paralelo descargando en el mismo tubo colector y tubería de impulsión se recomienda el siguiente método de cálculo:

1. Las pérdidas por rozamiento en las tuberías de aspiración e impulsión de las bombas individuales se omitirán de la curva del sistema.
2. En su lugar, se sustraerán estas pérdidas de las curvas altura-caudal de las bombas individuales con objeto de obtener curvas de bomba modificadas, que representan las posibilidades altura-caudal de la bomba y sus válvulas y tuberías individuales conjuntamente.
3. Cuando dos o más bombas funcionen en paralelo, la curva de funcionamiento de la bomba combinada se hallará sumando los caudales de las curvas de bomba modificadas para la misma altura de elevación. El punto de intersección de la curva de las bombas combinadas con la curva del sistema dará el caudal total de la combinación de bombas y la altura de elevación modificada a la que cada una funciona. Pueden efectuarse cálculos del caudal aportado por cada bomba, su rendimiento y la potencia al freno requerida en estas condiciones situando las curvas modificadas de cada bomba en esta altura.

Para hallar la altura de elevación total a la que funcionará cada bomba individual, deberá proseguirse verticalmente a caudal constante a partir de su curva de bomba modificada hasta su curva altura-caudal real. Las especificaciones de la bomba u orden de compra deben redactarse de modo que se indique la altura que deberá producir. Cada bomba ha de poder funcionar en distintos puntos de la curva altura-capacidad, aumentando la altura y disminuyendo la descarga a medida que comiencen a

funcionar otras bombas. Se intentará limitar estos puntos de funcionamiento a una gama de caudales dentro de $\pm 25\%$ del caudal en el punto de máximo rendimiento (pmr).

La elección de varias bombas de velocidad constante y la de una combinación de bombas de velocidades constante y variable se ilustra en los siguientes ejemplos.

EJEMPLO 6.1. Selección de varias bombas de velocidad constante

Elíjase dos o más bombas de velocidad constante para su instalación en una estación hipotética de acuerdo con los siguientes requisitos: El caudal medio actual es de 75 millones de litros/día, el mínimo es el 40 % del caudal medio, el máximo es dos veces el medio y los futuros previstos se supone aumentarán un 50 %. Las pérdidas en el colector y tubería de impulsión de la estación se suponen de 6 m para el caudal máximo de proyecto futuro. La altura estática se supone que es de 11 m con el pozo de aspiración lleno y de 12 m cuando ha descendido el nivel en él. El bombeo ha de ser continuo y debe ajustarse bien al caudal entrante en la estación.

Solución

Una posible elección de varias bombas de velocidad constante se muestra en la figura 6.7. La bomba A no puede utilizarse en condiciones de altura de elevación máxima. Con una elección tal, será necesario instalar ya sea rodetes en todas las unidades o bien bombas mayores, para trasegar adecuadamente la futura gama prevista de caudales. Se requerirá una bomba más del máximo tamaño para disponer de una unidad accesoria en las condiciones de proyecto máximas en el futuro. Estos cambios pueden efectuarse poco a poco a medida que aumente el caudal, o en una sola vez, según las posibilidades del mantenimiento y la política financiera del propietario.

EJEMPLO 6.2. Elección de una combinación de bombas de velocidades variable y constante

Las bombas A y B del ejemplo 6.1 se sustituirán por otra unidad C que funciona a velocidad variable y una de las otras tres unidades C se convertirá en bomba de velocidad variable de modo que haya cuatro bombas idénticas, dos accionadas por motores de velocidad constante y las otras dos por motores de velocidad variable. Se intentará mantener en reserva una de las bombas de velocidad variable. Las leyes de afinidad pueden aplicarse a las curvas modificadas de bomba, ya que tanto la altura de elevación desarrollada por la bomba debida a un cambio de velocidad como las pérdidas de carga en las conducciones de aspiración e impulsión varían con el cuadrado del caudal.

Solución

La figura 6.8 ilustra la solución. Nótese que se ha aumentado el caudal máximo de la estación, ya que todas las bombas se utilizan a la máxima altura de elevación. Una bomba adicional de velocidad constante del mismo tamaño y con un aumento de 0,3 m en el nivel máximo del pozo de aspiración (muy posible con un aumento de caudal del 50 % en la alcantarilla de entrada), trasegará el caudal futuro previsto y actuará como unidad de reserva. Como alternativa, se pueden instalar rodetes ligeramente mayores en todas las unidades en vez de otra bomba.

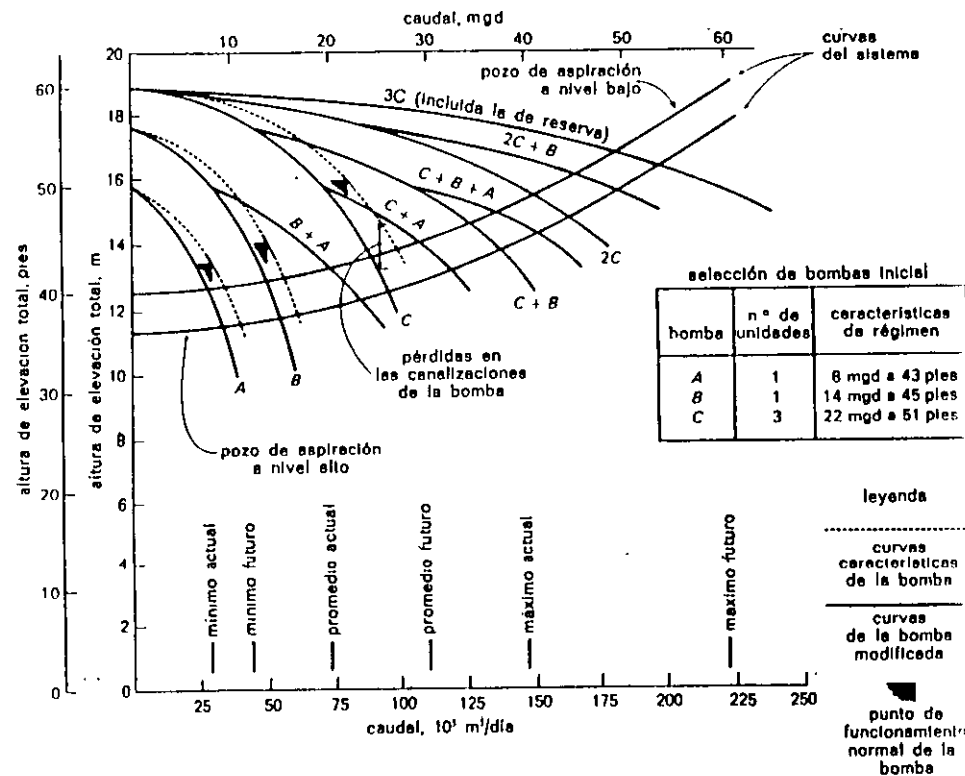


Fig. 6.7. Selección de bombas de velocidad constante para una estación de bombeo hipotética

6.4. ESTACIONES DE BOMBEO

A un ingeniero sanitario se le puede pedir que realice un proyecto de instalaciones y estaciones de bombeo para bombear:

1. Aguas residuales domésticas
2. Aguas pluviales
3. Residuos industriales
4. Aguas residuales domésticas y aguas pluviales
5. Fangos en plantas de tratamiento de aguas residuales
6. Aguas residuales domésticas tratadas

Aparte de las instalaciones de bombeo requeridas en las plantas de tratamiento de aguas residuales, los factores y condiciones principales

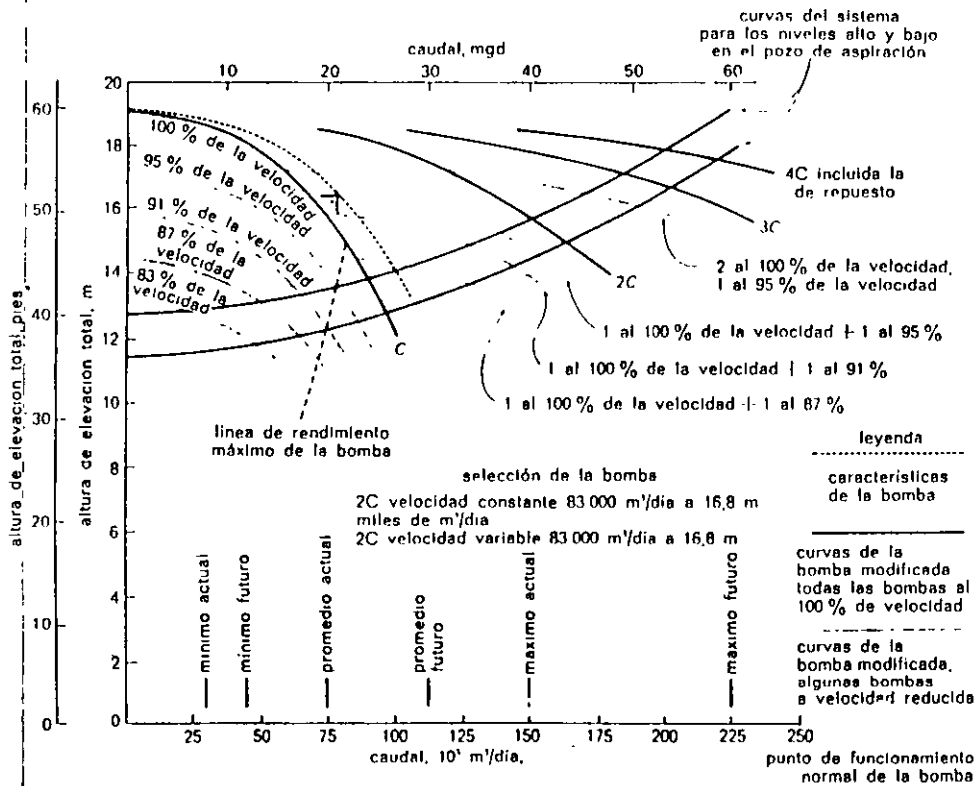


Fig. 6.8. Selección de una combinación de bombas de velocidad constante y velocidad variable para una estación de bombeo hipotética

que implican el uso de las estaciones de bombeo en el sistema de recogida de aguas residuales son los siguientes:

1. La altitud del área o distrito que se ha de servir es demasiado baja para drenarla por gravedad en las alcantarillas principales futuras o existentes.
2. Se requiere un servicio para zonas fuera del área de drenaje natural, pero dentro del distrito de drenaje o saneamiento.
3. La omisión del bombeo, aunque posible, requeriría unos costes excesivos de construcción debido a la profunda excavación a realizar para la instalación de un colector que drene dicha zona.

El funcionamiento normal de las modernas estaciones de bombeo es, casi siempre, totalmente automático. Las plantas pequeñas no requieren

una presencia continua de personal, pues basta una comprobación diaria del correcto funcionamiento, lubricación del equipo y para retirar los materiales separados cuando se coloquen rejillas de limpieza manual en vez de un triturador. Las estaciones mayores, especialmente las que poseen grupos energéticos auxiliares, están atendidas por muy poco personal. En la mayoría de los casos basta con uno o dos operarios por turno.

6.4.1. Tipos de estaciones de bombeo

Las estaciones de bombeo se han clasificado de diversas maneras, ninguna satisfactoria en realidad, atendiendo a su capacidad (litros/minuto, millones de litros/día), a la fuente de energía (diésel, vapor o electricidad), o al método de construcción. En la tabla 6.3 se muestra una clasificación basada en la capacidad. Como se indica en esta tabla, existe un considerable solape en las capacidades de las estaciones de bombeo de plantas monobloc y de las pequeñas y de tipo medio. La capacidad de las estaciones de bombeo tipo monobloc montadas en fábrica ha aumentado mucho en los últimos años (por ejemplo, una estación tiene tres bombas de 16 000 litros/minuto). Este solape existe también entre las pequeñas estaciones de bombeo y las de eyector neumático. Estas últimas se suministran igualmente en plantas monobloc montadas en fábrica.

Tabla 6.3. Clasificación de las estaciones de bombeo por su capacidad

Clase	Intervalo de capacidad, l/minuto
Grande	57 000 m³/día y superiores*
Media	2 700-38 000
Pequeña	760-2 700
Monobloc	380-6 000
Eyector neumático	menos de 2 300

* Las grandes estaciones de bombeo se clasifican por su capacidad en m³/día.

Un ejemplo típico de una moderna estación de bombeo de aguas residuales se muestra en la figura 6.9. Las aguas residuales entran en el pozo de aspiración pasando primero a través de un triturador, situado a un nivel intermedio del suelo. Dispone de una rejilla de limpieza normal para utilizarla en caso de emergencia o bien durante aquellos períodos en que el triturador esté siendo reparado. Las bombas para las aguas residuales

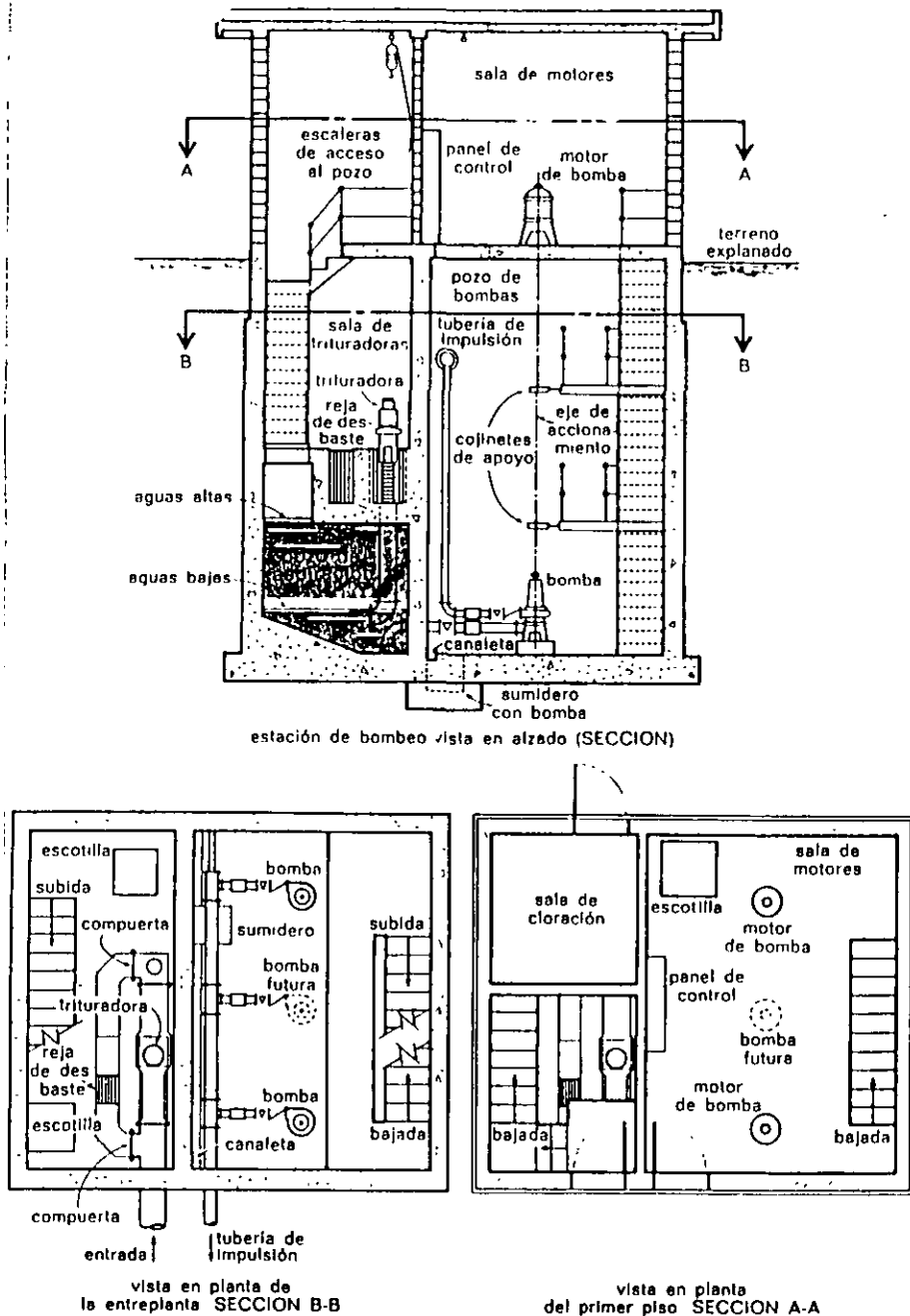


Fig. 6.9. Estación de bombeo de aguas residuales moderna

se instalan en un pozo seco y cada una de ellas posee su tubería de aspiración individual para su conexión con la cámara de aspiración. Los motores se encuentran sobre el piso al nivel del terreno para protegerlos al máximo de una posible inundación y accionan las bombas mediante árboles verticales del tipo flexible de articulación cardan. El agua de escapes, fugas, goteos, etc., se recoge en canaleta y sumidero, y se bombea de nuevo al pozo de aspiración.

El proyecto mostrado en la figura 6.9 prevé espacio para el equipo de cloración, pero con frecuencia no se instala. Las instalaciones de cloración pueden montarse en aquellas estaciones que descargan mediante emisarios o bien tuberías de impulsión largas que proporcionen suficiente tiempo de contacto para una eliminación eficaz de las bacterias.

Las estaciones más pequeñas pueden tener los motores montados sobre las bombas o en pisos intermedios. El acceso a la cámara de aspiración y a la sala de bombas se efectúa a través de pozos de registro o escotillas y también por escaleras verticales. Si no hubiese superestructuras, pueden instalarse subterráneas en las galerías de calles, preferiblemente con entradas de acceso en las aceras o parcelas de césped, aunque a veces se haga en la calzada.

Una planta monobloc se muestra en la figura 6.10. El acceso se realiza a través de un tubo con un diámetro de 0,9 m situado en una parcela de césped. El tubo se prolonga por encima de la superficie para proporcionar ventilación y protección contra la lluvia. El panel eléctrico de control se halla dentro de la estación, pero el interruptor de desconexión y el aparato de medida están en un poste eléctrico próximo. Un pozo de registro de tamaño mayor que el normal se construye de mampostería junto a la estación para servir como pozo de aspiración. Tal y como se muestra, se instalan normalmente ánodos de magnesio para proteger contra la corrosión la envolvente de acero de la estación.

La figura 6.11 muestra una estación típica de eyector neumático que puede construirse en las calles de la ciudad donde el espacio es muy escaso. El compresor va montado encima del eyector y no hay depósito de almacenamiento. Cuando las condiciones lo permiten, los compresores y el depósito de almacenamiento se instalan sobre el suelo, directamente encima de las cámaras eyectoras o en su proximidad, con el aire conducido por tuberías subterráneas. En instalaciones industriales, los eyectores pueden ser abastecidos a partir del suministro de aire de la planta.

La Chicago Pump Co. ha desarrollado un proyecto de una estación de dos bombas que utiliza eyectores «Flush-Kleen», en el cual las aguas residuales fluyen al pozo de aspiración a través de una válvula de retención y de una criba en la descarga de la bomba y a través de la bomba en la dirección opuesta. Los sólidos que transportan las aguas residuales son

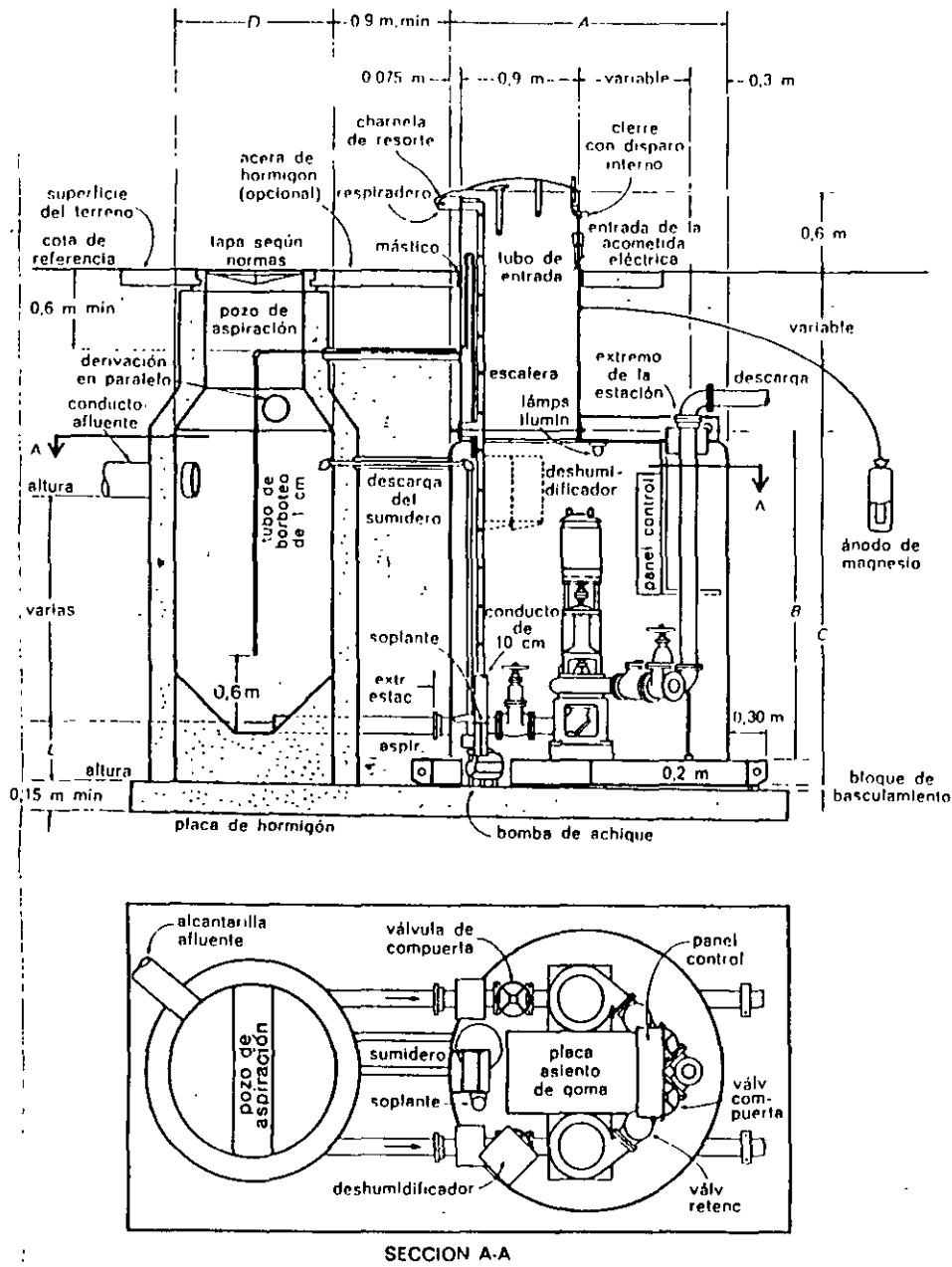


Fig. 6.10. Planta y sección de una estación de bombeo monobloc con dos bombas (cortesía de Smith & Lovelace)

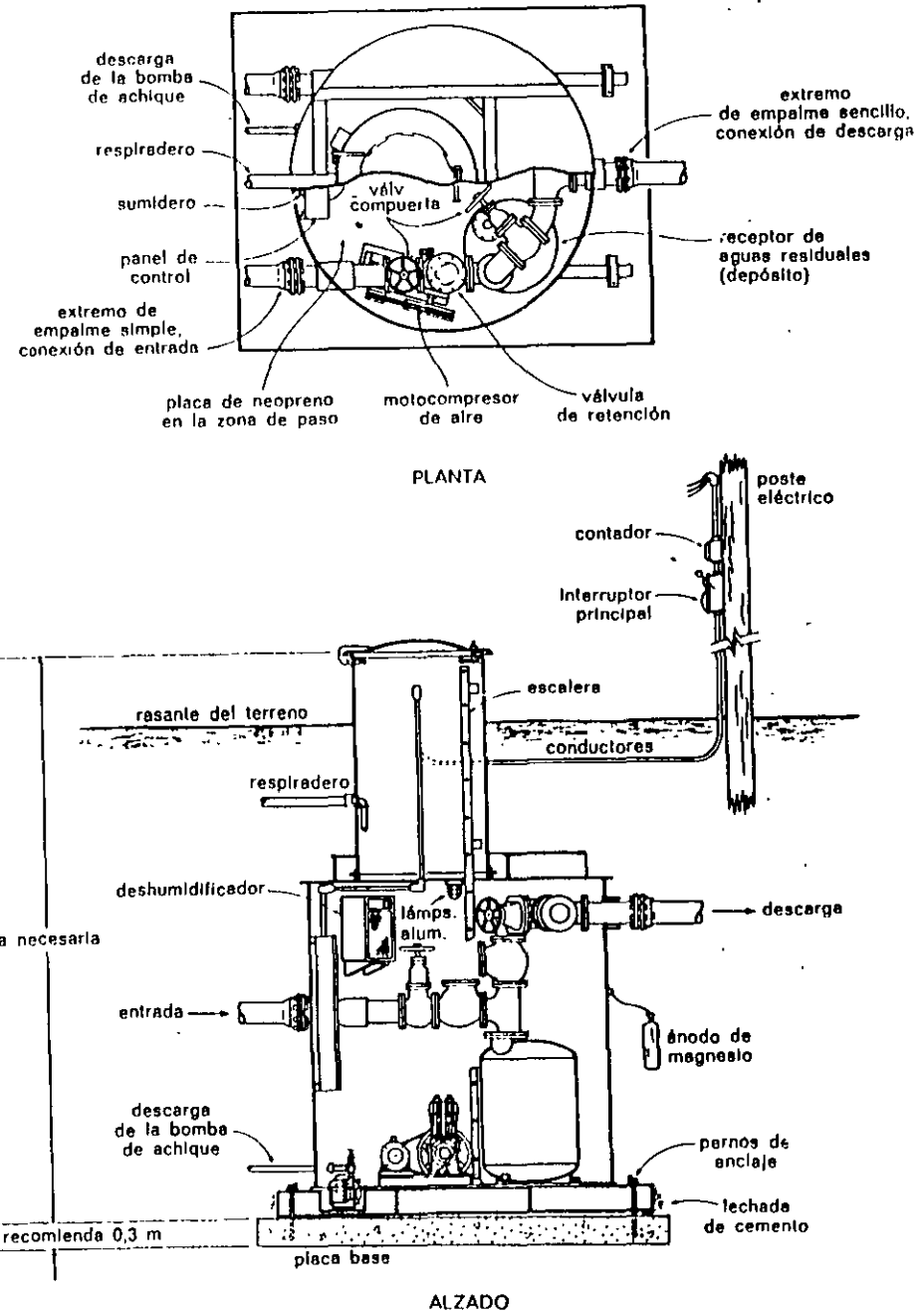


Fig. 6.11. Instalación típica de eyector neumático en cámara subterránea

retenidos por la reja y expulsados por la tubería de descarga cuando funciona la bomba. Las bombas se instalan siempre por duplicado, y cada una de ellas está dimensionada para el caudal máximo, de forma que cuando una bomba está funcionando el flujo puede desplazarse hasta el pozo de aspiración a través de la bomba inactiva. Para los caudales que exceden del máximo previsto se dispone un aliviadero en reja hacia el pozo de aspiración. Las bombas son del tipo inatascable.

Por lo general, no se recomiendan bombas sumergidas para bombeo de aguas residuales sin tratar, debido a las dificultades que entraña la inspección y mantenimiento. Habitualmente la tubería de descarga se eleva a través de una placa de acero que sustenta la bomba, y todo el conjunto, incluyendo la bomba, motor y tubería de impulsión debe alzarse a través de una escotilla existente en el techo de la estación, para el debido mantenimiento. Un moderno desarrollo consiste en proyectos de cámaras de agua que hacen uso de conjuntos de motor y bomba acoplados sumergibles que pueden instalarse en arquetas subterráneas o pozos de registro y que se elevan fácilmente por encima del nivel del terreno para su mantenimiento. Son adecuados para instalaciones pequeñas o provisionales y, cuando su utilización es posible, reducen el coste a un mínimo.

Merecen también atención los proyectos que incorporan bombas inatascables de autocebado instaladas en un edificio al nivel del terreno construido sobre un pozo de aspiración. Este tipo de bomba es fabricado hoy por varias firmas.

6.4.2. Detalles del proyecto de una estación de bombeo

Normalmente las bombas serán de eje vertical, de simple aspiración, instaladas en pozo seco, con motores montados encima de las bombas (estaciones monobloc o muy profundas) o sobre un piso superior, preferiblemente al nivel del terreno como en la figura 6.8. Cada bomba estará provista de su tubería individual de conexión con el pozo de aspiración. La descarga se realizará a través de una tubería de impulsión común, aunque en el caso de estaciones elevadas y estaciones situadas en plantas de tratamiento, puedan utilizarse tuberías de evacuación a un canal o alcantarilla por gravedad.

Tuberías de aspiración e impulsión. La velocidad en las toberas de aspiración y descarga de las bombas será de 3 a 4,2 m/segundo. Si la velocidad es mayor o menor es muy probable que pueda hacerse una mejor elección de la bomba. Las bombas con velocidades de descarga mucho mayores no deberían ser aceptadas (aunque a veces salgan a licitación).

Una práctica recomendable en el caso de las tuberías de impulsión es que tengan, al menos, un tamaño mayor que la tobera de descarga y que la tubería de aspiración sea uno o dos tamaños mayor que la tobera de aspiración. Sin embargo, la mayoría de las bombas para aguas residuales poseen toberas de aspiración y descarga del mismo tamaño, si bien ocasionalmente la tobera de aspiración pueda ser de un tamaño mayor.

Las velocidades descables en la tubería de impulsión con caudal máximo de bomba oscilan entre 1,8 y 2,4 m/s. Se incorporará un difusor cónico en la descarga de la bomba, seguido de una válvula de retención y otra de compuerta. Esta será preferiblemente del tipo cuña, husillo exterior y horquilla. La válvula de retención será de uno de los siguientes tipos:

1. De retención oscilante, preferiblemente con pesa y palanca exterior, de forma que aquella ayude a cerrar. La válvula se colocará en un tramo horizontal de la tubería y en línea recta con la tobera de descarga. Será de un tipo que permita el flujo sin obstrucciones del agua residual en posición completamente abierta. Esta será la disposición normal para las bombas pequeñas.
2. De cono, que son excelentes pero costosas. Las válvulas de cono pueden ser del mismo tamaño que la tobera de la bomba a fin de aminorar su coste, e incluso menores si hubiese espacio disponible para un cono difusor de reducción y otro de expansión.
3. De mariposa, que solamente es utilizable con aguas residuales decantadas o cuando las basuras son separadas mediante rejillas, o convenientemente trituradas.

Las válvulas de cono y mariposa necesitan una fuente segura de energía (sistema acumulador de aceite o agua) para su funcionamiento y deben ajustarse correctamente. De otro modo, en las largas tuberías de impulsión, un cierre brusco puede dar lugar a la separación de la columna de agua y producir un grave golpe de ariete cuando la columna retorne contra la válvula cerrada (véase «Detalles del proyecto de la tubería de impulsión»).

Las válvulas de compuerta accionadas eléctricamente son a veces utilizadas en grandes estaciones atendidas por personal. En este caso, es esencial disponer de una fuente segura de energía auxiliar, así como de otros medios auxiliares, tales como una segunda válvula de compuerta para interrumpir el flujo en caso de emergencia.

En las grandes estaciones elevadoras en las plantas de tratamiento de aguas residuales, donde la altura del nivel de agua en el canal de descarga no varía mucho, las bombas pueden ir provistas de tuberías de descarga individuales sin válvulas que evacuen sobre sifones equipados

con válvulas subpresoras para evitar la inversión de la corriente. Otra posibilidad es la de facilitar derrames individuales sobre vertederos, con su cresta situada por encima del nivel máximo de agua en la conducción de descarga. A veces, las grandes bombas de baja altura de elevación descargan en cámaras individuales provistas de tableros de cierre, estando la tubería de entrada dotada de una válvula de charnela o compuerta de reflujo. Esta disposición es igualmente aplicable a grandes estaciones de bombeo de aguas pluviales.

Las velocidades preferibles en la tubería de aspiración de la bomba son de 1,2 a 1,8 m/segundo. Un cono reductor excéntrico con su generatriz recta en lo más alto se coloca delante de la tubería de aspiración de la bomba si ésta tuviese un codo. Si el codo de aspiración ha de ser suministrado como parte de la tubería se debe instalar bajo la bomba un codo reductor, preferiblemente con gran radio de curvatura. Se instalará una válvula de compuerta entre la bomba y la pared del pozo de aspiración para que pueda abrir la bomba sin inundar la sala de bombas. La válvula de compuerta es normalmente del tipo cuña; husillo exterior y horquilla. Si se temiese alguna inundación por culpa de alguna fisura en la carcasa de la bomba, la válvula de aspiración ha de poder ser accionada desde un pedestal de maniobra o registro de válvula sobre un piso superior. En las estaciones grandes y profundas, las válvulas de aspiración pueden accionarse hidráulicamente mediante válvulas de cuatro vías situadas a nivel del terreno.

Diseño de pozo de aspiración. El extremo del tubo de aspiración en el pozo de aspiración irá normalmente provisto de: 1) un codo de 90° o 45° con brida y abocinado, o 2) un codo de 90° o 45° con bridas y una tobera abocinada, como se muestra en la figura 6.12. Si D es el diámetro de la entrada abocinada, el labio del abocinamiento a la mitad de su altura deberá estar situado a no menos de $1/3 D$ ni más de $1/2 D$ por encima del fondo del pozo. A veces se utiliza una entrada a ras de la pared, cuando se dispone de sumersión suficiente para evitar que el aire sea arrastrado hacia la tubería de aspiración a través de los remolinos. La profundidad de inmersión requerida, por encima de una entrada abocinada es aproximadamente:

Velocidad en la sección de diámetro D , en m/s	Profundidad de inmersión necesaria, en m
0,05	0,025
0,13	0,05
0,18	0,08
0,28	0,28
0,38	0,35

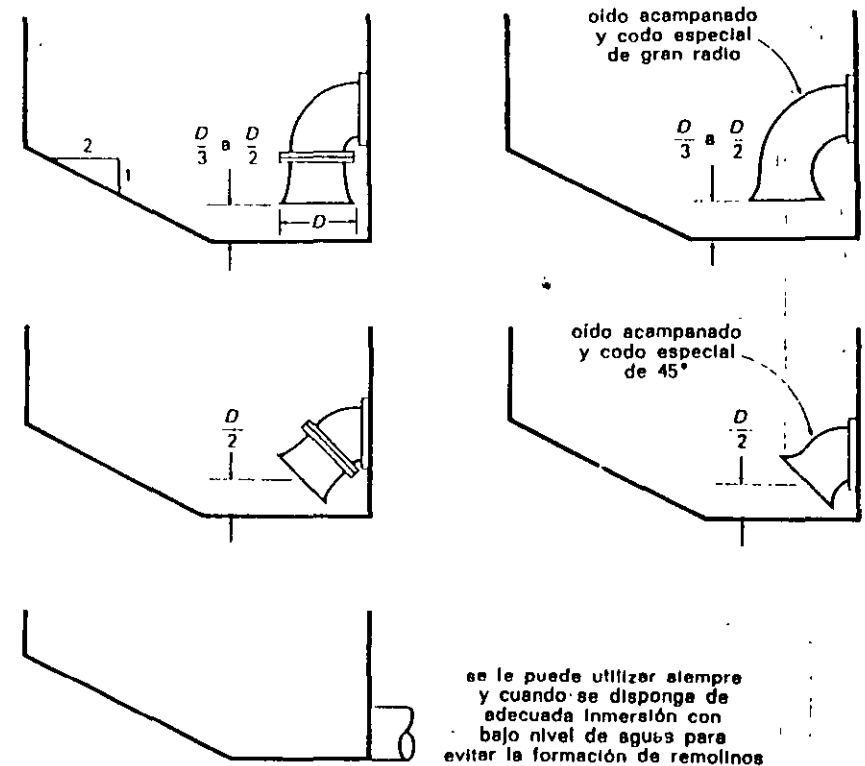


Fig. 6.12. Conexiones de la aspiración de la bomba al pozo de aspiración

La solera del pozo de aspiración estará a nivel desde la pared hasta unos 30 o 46 cm más allá del borde más externo de la campana de aspiración y después deberá ascender hacia la pared opuesta con una pendiente de aproximadamente 2 (horizontal) por 1 (vertical).

El volumen del pozo de aspiración entre las alturas de puesta en marcha y paro para una sola bomba o un solo escalón de control de velocidad para funcionamiento a velocidad variable o con varias velocidades viene dado por la siguiente ecuación:¹⁰

$$V = \frac{\theta q}{4} \quad [6.5]$$

donde V = volumen requerido, en litros

θ = tiempo mínimo de un ciclo de bombeo o tiempo entre sucesivos arranques o aumentos de velocidad de una bomba que funciona entre los límites de un intervalo de control, en minutos

q = caudal de la bomba en l/min, o incremento del caudal de bombeo cuando una bomba se encuentra ya funcionando y arranca una segunda, o bien cuando se aumenta la velocidad de la bomba.

El tiempo mínimo del ciclo para funcionamiento con una sola bomba tiene lugar cuando el flujo entrante es exactamente la mitad de la capacidad de la bomba. En estas condiciones, los tiempos en los que la bomba está conectada y desconectada son iguales. La bomba estará mayor tiempo conectada y menos tiempo desconectada en el caso de mayores caudales entrantes y viceversa con caudales más pequeños; en ambos casos, el tiempo de ciclo será mayor.

Para grandes bombas y motores, θ no será inferior a 20 min. En el caso de bombas más pequeñas, θ puede reducirse a 10 minutos, por lo que 15 minutos es un tiempo aconsejable. Cuando esto requiera un pozo de aspiración excesivamente grande en una estación pequeña que tenga dos bombas idénticas, una de ellas de repuesto, el volumen del pozo puede reducirse a la mitad instalando un conmutador automático en el circuito de control de la bomba. Este se pondrá en funcionamiento y accionará las bombas de manera alterna, lo que tiene el efecto de hacer θ para el pozo de aspiración la mitad del θ efectivo para las bombas y motores.

En la literatura técnica se ha expresado la preocupación sobre la posibilidad de condiciones sépticas que pueden causar olores debidos a los prolongados tiempos de retención en los pozos de aspiración de la estación de bombeo, por lo que se han sugerido 30 minutos como tiempo máximo de retención.⁴ En realidad, este problema sólo se presenta en climas cálidos y aun así sólo cuando el tiempo de fluencia en las alcantarillas tributarias es excesivamente largo. Los olores se reducirán al mínimo si la solera del pozo de aspiración, incluyendo las partes pendientes, se mantienen cubiertas en todo momento mediante una adecuada selección del punto de paro o desconexión de la bomba que primeramente funcione.

El problema más frecuente es el de obtener suficiente volumen del pozo de aspiración a un coste razonable. El volumen útil V del pozo de aspiración entre la situación de los interruptores de flotador, «conexión» y «desconexión», incluye el almacenamiento en las alcantarillas afluentes. Si el interruptor de conectado está debajo de la solera de la alcantarilla, no se dispondrá de almacenamiento. Este montaje desperdicia la capacidad de almacenamiento y altura de carga disponible en alcantarillas de tamaño apreciable. Del mismo modo, desperdicia potencia y puede requerir bombas de más altura de elevación y motores de mayor potencia. Cuando sea necesario confiar en el almacenamiento en las alcantarillas

para conseguir un adecuado volumen en el pozo de aspiración, se deberán calcular las curvas de remanso a fin de obtener el volumen efectivo entre las distintas situaciones del interruptor de flotador. Esto puede significar hasta un 50 % del volumen en el pozo mismo. Algunas estaciones se han construido prácticamente sin pozo de aspiración y en el caso de estaciones realmente grandes, el volumen del pozo de la estación es casi inapreciable. En tales casos, el único volumen disponible para control es el volumen de almacenamiento en las alcantarillas.

Por lo general, los pozos de aspiración van provistos con dispositivos de cribado o de una cámara adyacente de cribado para proteger a las bombas contra obstrucciones. En las estaciones pequeñas se usan rastrillos manuales, y en las grandes suelen emplearse rastrillos mecánicos, trituradores y desmenuzadores. Se instalarán por duplicado o bien se instalará en derivación un rastrillo de limpieza manual que permita efectuar el servicio del equipo sin cerrar la estación. El piso de la cámara de cribado se hallará por encima del nivel máximo de agua en el pozo de aspiración.

Montajes de las bombas. Las bombas deberán montarse de modo que el punto alto de la carcasa se encuentre por debajo del nivel mínimo de las aguas negras en el pozo de aspiración. Este montaje asegura que el aire no pueda entrar en las bombas durante el período de nivel bajo y que estén totalmente llenas de aguas negras cuando arranquen automáticamente. Igualmente evita el uso de un sistema de cebado al vacío, cuyo funcionamiento satisfactorio siempre resulta difícil mantener con aguas no tratadas.

Las bombas que trasiegan aguas residuales decantadas o efluentes de plantas de tratamiento van provistas de una válvula de aire, o una tubería de ventilación de 3/4 pulgadas, que se extiende desde la parte superior de la voluta a través de la pared del pozo de aspiración a un nivel elevado. Esta disposición evita la creación de presión de aire dentro de la bomba y asegura la igualación de los niveles de agua en el pozo de aspiración y en la carcasa de la bomba. En estas condiciones, el nivel de partida puede encontrarse en la parte superior de la carcasa de la bomba y el nivel de paro a 1 m más abajo aproximadamente. Esta disposición se usa a veces para bombear aguas negras sin tratar. Si bien siempre existe la posibilidad de que se ensucie la válvula de aire o se obstruya el orificio de ventilación, en cuyo caso la bomba puede descebarse y funcionar en seco. A menos que se instalen dispositivos (tales como microrruptores de mercurio en las palancas de las válvulas de retención) que detecten cuándo la bomba ha dejado de impulsar líquido, la detengan y hagan sonar una alarma, esta disposición no es recomendable.

Las bombas estarán alineadas e igualmente separadas para que la instalación resulte lo más ordenada posible y deberá haber amplio espacio para facilitar el acceso y los trabajos de mantenimiento. Se recomienda que el espacio libre entre bombas sea de 1 a 1,2 m. Si se tuviese que prever espacio para una futura bomba, no se dejará en el extremo de la estación más alejado de la entrada, ya que el extremo final del pozo de aspiración puede llenarse con los sólidos de las aguas residuales. Obsérvese que en la estación mostrada en la figura 6.8, el espacio para una posible bomba más se ha dejado en medio.

La altura de aspiración neta positiva disponible (NPSH) debe ser mayor que la NPSH requerida por la bomba en el punto de funcionamiento para evitar la cavitación. Con alturas de elevación de 18 m y menores, esto no suele ser un problema; pero cuando aquélla es mayor o cuando la bomba funcione bajo una altura de aspiración fuera del alcance de su curva, deberá comprobarse la NPSH. Si se les solicita, los fabricantes dibujarán la NPSH en las curvas características de la bomba. Consultando los datos de la bibliografía (2, 11 y 12) se podrán obtener algunas estimaciones previas. Si la bomba funciona bajo una altura de elevación pequeña con un caudal considerablemente mayor que el del pmr, se llegará más o menos a una ecuación así:

$$\frac{\text{NPSH en el punto de funcionamiento}}{\text{NPSH en el pmr}} = \frac{Q^2 \text{ en el punto de funcionamiento}}{Q^2 \text{ en el pmr}} \quad [6.6]$$

La NPSH requerida en el pmr aumenta con la velocidad específica de la bomba. En bombas de gran altura de elevación puede convenir la limitación de la velocidad para lograr la NPSH adecuada en el punto de funcionamiento o instalar la estación a mayor profundidad. Las velocidades más altas significan equipos más económicos, pero implican un mayor desgaste del mismo. También puede traducirse en trastornos más graves debidos a vibraciones y falta de alineación, especialmente cuando hay trapos dentro de la bomba.

Controles automáticos. El nivel en el pozo de aspiración puede ser controlado: 1) por flotadores, generalmente instalados en tubos de flotador situados en el pozo seco; 2) neumáticamente mediante un sistema de tubo de burbujas, o 3) eléctricamente por sonda de electrodos situados en el pozo de aspiración. Este equipo es manufacturado por varios fabricantes. Con los dos primeros sistemas se ha experimentado menor dificultad de funcionamiento que con los electrodos.

Existen varios métodos distintos de control, tales como nivel constante, nivel variable o control por escalones, y control continuo de velo-

cidad variable. El control por escalones es el más simple y normal en algunas bombas de velocidad constante. Se utiliza igualmente para control por escalones en bombas de velocidad variable o de varias velocidades.

Conviene que haya, entre los niveles máximo y mínimo de los pozos de aspiración, un recorrido de control de al menos un metro. El nivel máximo del pozo de aspiración se encontrará a una profundidad 0,25 m de la alcantarilla afluente; menos un margen para las pérdidas en los rastrillos y trituradores. La alarma de aguas altas se producirá a 0,15 m por encima de esta altura. El nivel mínimo en el pozo de aspiración se hallará en la parte superior de la voluta de la bomba más grande. La alarma y desconexión por aguas bajas no estarán a menos de 0,3 m por debajo de la parte superior de la voluta ni más baja que la parte superior de la tubería de aspiración. El mando manual de todas las bombas deberá efectuarse mediante control por pulsador, a fin de comprobar si su funcionamiento provoca el descenso del nivel en el pozo de aspiración. El mando manual debe permanecer en derivación con la desconexión de aguas bajas, pero no con la alarma.

Un sistema de control de tres bombas se muestra en la figura 6.13. La bomba principal funciona entre las alturas 0,0 y +0,6, arrancando a +0,6 y parando cuando el pozo de aspiración ha sido bombeado hasta el nivel 0,0. Si el caudal es superior al que pueda trasegar una bomba, el nivel en el pozo de aspiración sube a +0,75 y arranca la segunda bomba. Los dos juntas bombearán del pozo de aspiración hasta el nivel +0,15. Al llegar a este punto, la segunda bomba se detendrá; la primera continuará funcionando. Un aumento posterior del caudal pondrá en

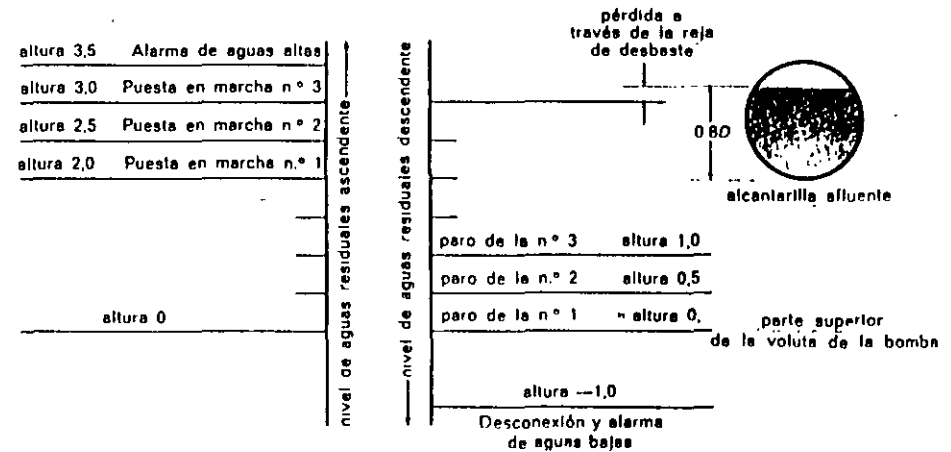


Fig. 6.13. Control por escalones de tres bombas a velocidad constante

marcha la tercera bomba a una altura de 1 m. El aumento del nivel entre los puntos de arranque no debe ser inferior a 7,5 cm y no mayor de 15 cm. El descenso de nivel (la distancia entre los puntos de marcha y paro) no será inferior a 30 cm y normalmente será mayor a fin de evitar que el área del pozo de aspiración haya de ser excesivamente grande. Se determina dicha área dividiendo el volumen V de la ecuación 6.5 por el descenso de nivel. Se encuentran en el mercado interruptores de flotador con un gran número de puntos para control de velocidad con descenso de nivel uniforme en todos ellos excepto en el primero, obtenido mediante un embrague de juego muerto y con un descenso de nivel ajustable por separado en el primer punto, para limitar el funcionamiento de marcha y paro de la bomba principal a caudales mínimos.

En el sistema de nivel constante, el nivel en el pozo de aspiración se mantiene entre uno inferior y otro superior ya establecidos. Estos niveles pueden ajustarse manual o automáticamente en proporción con el caudal o el número de bombas en funcionamiento. Mientras el nivel se halle entre los dos límites, no habrá cambio en el funcionamiento de la bomba. Cuando el nivel alcance el límite superior, se activa un motor de regulación que acciona un escalón de un control principal, arrancando otra bomba o aumentando la velocidad un escalón. En el nivel inferior se invierte el motor de regulación por lo que la velocidad disminuye un escalón o se detiene una bomba. Estos controles son mucho más complicados y deben diseñarse conforme a las especificaciones de la orden de pedido. Del mismo modo, requieren mayor mantenimiento. Se utilizan cuando se necesita un gran número de puntos de control, pero el recorrido de control es pequeño.

Los controles graduales de velocidad variable funcionan de manera que se mantenga el pozo de aspiración entre dos niveles fijos aumentando la velocidad de las bombas gradualmente cuando aumenta el nivel de las aguas residuales. En el nivel inferior, la bomba funciona a velocidad mínima y en el nivel superior a máxima velocidad. Cuando se sobrepasa el nivel máximo en una cantidad fija, generalmente de 15 a 30 cm, se pone en funcionamiento una segunda bomba manual o automáticamente. Si la segunda bomba es de velocidad constante, el control del caudal y nivel en el pozo de aspiración se efectúa mediante variación de la velocidad de la primera bomba. Si la segunda bomba es de velocidad variable, el control se realizará mediante variación de la velocidad de ambas bombas funcionando sobre los mismos o distintos recorridos de control.

En los accionamientos electromagnéticos, el control de la velocidad se logra variando la corriente de excitación aplicada mediante un reóstato accionado por un flotador. El control gradual de motores con rotor bobinado se logra por la inserción de una resistencia líquida en el circuito

del rotor. El sistema Flomatcher (marca registrada) comprende un depósito de dos compartimentos que contienen las resistencias y un electrólito situado en la estación de bombeo al lado del cuadro eléctrico de control. Un sistema burbujeante de aire comprimido varía el nivel del electrólito en contacto con las resistencias según el cambio del nivel de las aguas residuales en el pozo de aspiración. Para enfriar el electrólito se necesita un intercambiador de calor.

Los sistemas de control automático para algunas bombas de velocidad variable pueden exigir un estudio detallado que asegure que las bombas arranquen y marchen a una velocidad a la que sean capaces de impulsar el caudal a la altura de elevación existente y que, al disminuir éste, no continúen dos bombas o más funcionando a velocidad reducida cuando con una bomba menos se podría realizar dicho trabajo más eficazmente.

Equipo eléctrico. El equipo y las bombas de estaciones pequeñas funcionarán con corriente trifásica a 220 o 440 voltios. Las bombas de las estaciones mayores pueden trabajar a 2300 o 4000 voltios con su equipo auxiliar a 440 voltios. Las estaciones importantes deberán ser abastecidas por dos líneas de alimentación distintas procedentes de subestaciones diferentes de la compañía eléctrica. Los motores de potencia inferior a 0,5 CV no se harán funcionar normalmente con los circuitos de alumbrado. Los transformadores se instalarán en un recinto externo vallado o en postes.

Los controles y arrancadores del motor se colocarán en un centro de control — unidad autoportante montada en factoría — situada al nivel de la planta baja, como se muestra en la figura 6.9. Este tipo de construcción es mucho más sencillo, seguro y satisfactorio que los cuadros con los arrancadores individuales y fusibles montados en la pared utilizados en el pasado. Las estaciones grandes incluirán una sala eléctrica aparte con los arrancadores de los motores, instalación completa de distribución, aparatos e instrumentos de medida y tablero de control.

El equipo eléctrico y las lámparas en el pozo de aspiración serán anti-deflagrantes, dado el posible peligro existente por los gases y vapores de gasolina que llevan las aguas residuales afluentes. Se proporcionará un alumbrado adecuado así como un número conveniente de tomas de corriente para conexión de herramientas eléctricas.

Calefacción y ventilación. Todas las estaciones de bombeo excepto las construidas totalmente bajo tierra o situadas en climas cálidos irán provistas de calentadores controlados automáticamente para evitar la congelación en tiempo frío. En las estaciones pequeñas se recomiendan los calentadores eléctricos, termostáticamente controlados. Los calenta-

dores de gas o de petróleo resultan más indicados en las estaciones grandes. Debe procurarse mantener temperaturas agradables en las estaciones servidas por personal, tanto en invierno como en verano. Los pozos de aspiración no suelen tener calefacción, especialmente si se hallan bajo tierra. En ciertas condiciones de temperatura pueden producirse condensaciones en las paredes y nieblas, lo que puede eliminarse o reducirse notablemente mediante la instalación de un calentador termostáticamente controlado y antideflagrante.

Es esencial que la ventilación con aire fresco sea suficiente. Los pozos de aspiración deberán estar abastecidos de aire fresco proporcionado por un ventilador centrífugo que lo impulse a la zona de trabajo, a través de la sala de cribado, y tener una conducción de salida por tiraje natural con la toma a un nivel bajo, en el extremo opuesto del pozo de aspiración que descarga a través del techo. Dicho ventilador tendrá suficiente capacidad para proporcionar una renovación del volumen total de aire cada 2 minutos (30 renovaciones por hora), basado en el volumen del pozo de aspiración entre la superficie del pavimento y el nivel mínimo de las aguas residuales. Tales ventiladores se hacen funcionar normalmente sólo cuando los operarios visitan la estación, de aquí que se requiera que sean de gran capacidad para expulsar rápidamente los gases y el aire enrarecido acumulados, para la protección de los operarios. Interruptores de control de tres posiciones se colocarán justo después de la puerta y en la sala de cribado. Como precaución especial, el mando del motor del ventilador puede estar sincronizado con el interruptor de alumbrado o accionado por un interruptor de puerta. Si el ventilador estuviese equipado con un motor de dos velocidades, puede funcionar de forma continua a baja velocidad, y a alta velocidad sólo cuando se inspeccione la estación. Esta forma de proceder podría evitar la emisión periódica de olores de aguas residuales hacia la atmósfera, emisiones que serán objeto de fuertes críticas en las zonas habitadas.

Los sistemas de ventilación de las zonas donde se encuentren los pozos secos y de aspiración serán totalmente independientes y todas las aberturas para tuberías o cables eléctricos estarán calafateadas de modo que resulten herméticas.

El pozo seco se ventilará convenientemente mediante un sistema de impulsión o bien de aspiración con una capacidad de 30 renovaciones de aire por hora (basado en el volumen del pozo seco bajo el pavimento) en el caso de estaciones sin personal de servicio en las que funcionará de modo intermitente. Para asegurar una eficaz circulación de aire se dispondrán amplias rejillas de entrada y evacuación, equipadas con reguladores motorizados de mando sincronizado con el del ventilador o extractor. En las estaciones con personal fijo, suelen hacerse seis renova-

ciones de aire por hora, funcionando el sistema de forma continua.⁴ Es posible que se necesite mayor capacidad de ventilación para extraer el calor generado por las bombas o conjuntos de generadores. En tal caso, el equipo de ventilación puede estar conectado de manera que funcione siempre que una bomba esté en marcha.

Construcción de una estación de bombeo. La infraestructura de una estación de bombeo será de hormigón armado y las paredes externas bajo el terreno se revestirán con alquitrán para evitar filtraciones. La superestructura se proyectará de forma que armonice con los alrededores, resistentes al fuego y preferiblemente sin ventanas si no hubiese de tener personal fijo. En las estaciones de bombeo se instalarán igualmente: 1) aberturas en el suelo, accesos o escotillas para la instalación, renovación y extracción de equipo; 2) pernos de argolla o polipastos para izar el equipo sobre los motores y escotillas en el suelo (puentes grúa para el servicio del equipo de las estaciones grandes); 3) desagües de piso y canaletas para recoger las filtraciones y escapes de los prensaestopas y una pequeña bomba de achique para volver a bombearlo al pozo de aspiración; 4) protectores en los equipos y barandillas en las aberturas del piso, y 5) suelos de goma delante de los cuadros eléctricos.

Se instalarán escaleras en todas las estaciones excepto en las más pequeñas. En éstas pueden usarse escaleras de mano verticales o pates de aluminio o acero galvanizado con la necesaria rigidez.

6.4.3. Detalles del proyecto de la tubería de impulsión

En teoría, el tamaño más económico de una tubería de impulsión se debería elegir en base al precio de la energía que supone el bombeo más los costes anuales correspondientes al equipo de bombeo y tubería. Conforme a la práctica, el problema se resuelve eligiendo una tubería en la cual la velocidad sea la adecuada para evitar la deposición de sólidos con caudal mínimo si es posible, y un equipo de bombeo capaz de bombear los caudales deseados a las alturas de elevación requeridas por la tubería.

La mayor dificultad aparece en el caso de tuberías largas. En este caso, lo mejor que se puede hacer es elegir, en primer lugar, el tamaño más económico de tubería con velocidades de flujo adecuadas para el intervalo total de caudales actuales y futuros. A continuación se seleccionan diversas bombas. Al llegar a este punto, puede resultar que convenga una tubería mayor para reducir las pérdidas por rozamiento de manera que se pueda hacer una selección más adecuada de las bombas. Cuando sea grande la diferencia entre los caudales de proyecto presente

y futuro, puede convenir montar en principio una tubería menor e instalar más adelante una segunda.

Criterios básicos del proyecto. Las tuberías de impulsión tendrán por lo general un diámetro de 20 o más centímetros. En algunos casos se pueden utilizar tuberías de 15 cm para pequeñas estaciones de bombas y tuberías de impulsión cortas y de 10 cm para pequeñas estaciones de eyectores. Se recomienda utilizar los siguientes valores de C en la fórmula de Hazen-Williams al calcular las pérdidas por rozamiento de las tuberías de impulsión para condiciones de proyecto:

- C = 100 para tubería sin revestir de hierro fundido;
- C = 120 para tubería de hierro fundido revestida de cemento, de hormigón armado, tubería de presión de fibrocemento y diversos tipos de tubería de plástico;
- C = 110 para tubería de acero, de 50 cm o más, con un revestimiento de mortero o bituminoso.

En las estaciones de tipo medio o pequeño que sirven sólo parte de una zona de tratamiento, donde el caudal puede bombearse intermitentemente a cualquier valor hasta el máximo, las velocidades deseables en la tubería de impulsión son de 1 a 1,5 m/s. La estación pequeña dispondrá de sólo dos bombas, una de las cuales será de repuesto y bombeará al máximo o nada. Los caudales de bomba requeridos para mantener velocidades de 0,6 y 0,75 m/s en las tuberías de impulsión de 15, 20 y 25 cm se indican en la tabla 6.4. Los sólidos no se depositarán a una velocidad de 0,6 m/segundo, pero sí lo harán los que permanezcan en el agua residual que quede en la conducción cuando la bomba se detenga. Se recomienda una velocidad de 1 metro/segundo para asegurar el arrastre de los sólidos depositados.

Tabla 6.4. Capacidades de bomba para velocidades mínimas en la tubería de impulsión

Diámetro de la tubería de impulsión, cm	Área de la sección de la tubería, dm ²	Capacidad de la bomba, l/min	
		V = 0,6 m/s	V = 1 m/s
15	1,77	637	1062
20	3,14	1130	1884
25	4,91	1767	2946

En la pequeña estación de dos bombas, deberá ser posible el que ambas funcionen al mismo tiempo, aun cuando sólo una sea necesaria para las condiciones de proyecto. Si los caudales fueran demasiado pequeños

para garantizar en las condiciones de proyecto una velocidad de 1 m/s, se podrán elegir bombas que, funcionando ambas, den lugar a una velocidad mínima de 1 m/s. En este caso, las dos bombas se harán funcionar conjuntamente mediante control manual una vez por semana, durante un tiempo suficientemente largo para limpiar la conducción.

Las mayores estaciones de este tipo pueden tener tres o cuatro bombas, todas del mismo tamaño, una de las cuales será de repuesto. Pueden seleccionarse velocidades de aproximadamente 1 y 1,5 m/s para el flujo de las tuberías de las estaciones de tres bombas con una y dos bombas en funcionamiento y velocidades de aproximadamente 0,7, 1,2 y 1,65 m/s para la estación de cuatro bombas con una, dos y tres bombas en funcionamiento. Estas velocidades permiten una ligera reducción de la capacidad de la bomba debido a las mayores pérdidas por rozamiento cuando aumentan los caudales.

El proyecto de una tubería de impulsión se torna más complicado para aquellas estaciones (medias, pequeñas o grandes) que hayan de prestar servicio a toda o a una parte principal de una zona en la que se desee bombear de forma continua, ajustándose más o menos de cerca al caudal de la misma. Estas estaciones de bombeo pueden disponer de dos o tres tamaños de bombas, algunas de las cuales serán de velocidad constante y otras de velocidad variable. Por lo general, las bombas serán de tamaño tal que puedan bombear, conjuntamente, los siguientes caudales:

1. Caudales mínimos iniciales y futuros.
2. De 1,25 a 1,50 veces los caudales medios de proyecto iniciales y futuros.
3. Máximo caudal de proyecto en el futuro.

Habida cuenta del máximo caudal futuro, será necesario prever que: 1) se han de instalar mayores rodets en el futuro, posiblemente con velocidades diferentes y motores distintos; 2) nuevas bombas, o 3) sustitución de algunas o todas las bombas originales por otras mayores.

Los límites de caudal y velocidad que se han de prever para los valores de caudal indicados anteriormente serán del orden de 7 u 8 a 1. Si la velocidad máxima en la tubería de impulsión se fija en 2,4 m/s, el caudal inicial mínimo producirá entonces una velocidad de sólo 0,3 a 0,33 m/s en la tubería de impulsión. Si el bombeo fuese continuo, una bomba debería estar dimensionada para este caudal. Como sea que una velocidad de 0,3 a 0,33 m/s no asegura la autolimpieza necesaria, habrá algún dispositivo, si bien puede aceptarse por las siguientes razones:

1. A caudal mínimo, el agua residual tiene muy poca consistencia y contiene poca arena. La arena podría, si acaso, depositarse.

2. A caudales punta diarios, el régimen de bombeo será de 1,5 a 2,0 veces el promedio diario, lo que implica una velocidad en la tubería de 1,15 a 1,5 m/s que arrastrará cualquier depósito que se origine durante el día.
3. La solución alterna de dos tuberías de impulsión sería más cara y desventajosa desde de un punto de vista de funcionamiento, por lo que deberá evitarse en cuanto sea posible.
4. Se tiene conocimiento de que estaciones de bombeo y tuberías de impulsión proyectadas sobre estas bases funcionan satisfactoriamente.

Si fuera posible, la tubería de impulsión se proyectará sin puntos elevados, de forma que no se necesiten válvulas de descarga de aire. La parte superior de la tubería de impulsión se hallará por debajo de la línea piezométrica a régimen mínimo de bombeo.

Golpe de ariete en tuberías de impulsión de aguas residuales. Cuando, repentinamente, se corta la energía del motor de una bomba, la velocidad desciende bruscamente y una onda de depresión se desplaza por la tubería decelerando el flujo según la segunda ley de Newton. La velocidad de la onda de presión viene dada por la siguiente fórmula:⁷

$$a = \frac{1,452}{\sqrt{1 + (K \cdot d/E \cdot e)}} \quad [6.7]$$

donde a = velocidad de la onda de presión, en m/s

d = diámetro de la tubería, en m

e = espesor de la pared de la tubería, en m

E = módulo de elasticidad del material de que está hecho el tubo en kgf/m^2

K = módulo de masa del agua, tomado como $2,15 \cdot 10^8 \text{ kgf/m}^2$

Parmakian⁸ representó los valores de a para varios tipos de tubería en función de los valores de d/e , y desarrolló un método para determinar un espesor equivalente de tubería de acero para tuberías de materiales compuestos. Los valores de a se encuentran normalmente en el intervalo de 700 a 1200 m/s.

Cuando el frente de la onda alcanza el extremo de la tubería de impulsión, cambia de dirección y una onda de mayor presión retrocede hacia las bombas, donde de nuevo se produce un cambio de dirección y una segunda onda de depresión asciende por la tubería, etc. La forma del frente de la onda es inclinada y depende de la razón del par decelerador al PD^2 de la bomba y motor. La altura de carga en la descarga de la bomba desciende rápidamente a la del nivel de las aguas residuales en el pozo de

aspiración, e incluso por debajo de éste, mientras las aguas residuales continúan fluyendo a través de la bomba por gravedad. La altura de carga en el extremo de la tubería de impulsión permanece constante. En los puntos intermedios, la altura de carga viene determinada por la suma de las presiones de las ondas positiva y negativa. El rozamiento con la tubería facilita la deceleración del flujo. Cada desplazamiento de la onda a lo largo de la tubería, en uno u otro sentido, da como resultado una disminución de la velocidad V en la tubería de impulsión de

$$\Delta V = \frac{gH}{a} \quad [6.8]$$

donde H es la diferencia de altura de carga entre los dos extremos de la tubería de impulsión más la pérdida de carga por rozamiento a la velocidad media durante el paso de la onda. Si $\Delta t = L/a$, tiempo para que una onda recorra toda la tubería, $L/\Delta t$ puede sustituirse por a en la ecuación 6.8, dando como resultado la ecuación 6.9.

$$\Delta t = \frac{L \Delta v}{gh} \quad \text{o} \quad T = \frac{LV}{gH_{av}} \quad [6.9]$$

donde T = tiempo requerido para que la velocidad sea nula

H_{av} = altura de carga media de deceleración incluyendo el rozamiento.

Para el cálculo de las presiones de golpe de ariete en las tuberías de impulsión de las bombas se recomiendan los métodos gráficos descritos por Parmakian y Stepanoff.^{8,13} Una descripción más somera se incluye en otra publicación de Stepanoff.¹² Streeter y Wylie¹⁶ han descrito los métodos de cálculo por ordenador. Estas referencias incluyen unas excelentes teorías, pero no se ocupan específicamente de las condiciones especiales que tienen lugar en las tuberías de impulsión de aguas negras.

Si la tubería de impulsión de la bomba no tuviese incorporada una válvula de retención, la altura de carga no compensada que actúa sobre la tubería aceleraría — una vez que la velocidad haya descendido a cero — el flujo en dirección contraria, invirtiendo la rotación de la bomba y del motor hasta que se haya alcanzado el equilibrio funcionando la bomba como turbina a la velocidad de embalamiento. En estas condiciones, el caudal inverso puede ser del 50 al 110 % del caudal nominal; las velocidades transitorias de la corriente inversa son del 125 a 150 % de la velocidad nominal en régimen de impulsión y las presiones transitorias del 150 a 175 % de la altura de carga nominal.

Si la bomba estuviese provista de una válvula de retención accionada por energía que fallase en el momento de cerrar, se producirán las con-

diciones antes indicadas. Si la bomba estuviese equipada con una válvula de retención oscilante que permaneciera abierta temporalmente y se cerrara de golpe en estas condiciones, la altura debida a la presión resultante de la oscilación en masa H , en metros de columna de agua, podría ser de

$$H = \frac{aV}{g} \quad [6.10]$$

que es igual al choque causado por el cierre repentino de la válvula. Por esta razón, las válvulas de compuerta de charnela con pesas y palanca exterior, con los pesos dispuestos para facilitar el cierre, son recomendables para las bombas de tamaño medio y pequeño. Pueden utilizarse igualmente válvulas de retención cargadas por resorte. Con una disposición así y en el caso de tuberías de impulsión largas, los discos de válvula fluctúan hacia sus asientos y las presiones de choque se limitan a dos veces las presiones estáticas en la descarga de la bomba. En el supuesto de tuberías de impulsión cortas, las válvulas se cierran de golpe, a lo que contribuye el flujo inverso que se desarrolla, pudiendo ser las presiones algo mayores pero no excesivas.

En las estaciones grandes, las válvulas de retención deberán ser del tipo mariposa o cono y controladas directamente. Las válvulas de mariposa no se utilizarán a menos que los trapos y otros sólidos se eliminen o triturén antes de las bombas. La regulación de estas válvulas es de capital importancia, ya que si se cierran demasiado de prisa pueden causar la rotura de la columna de agua en la descarga de la bomba. En este caso, se forma una cavidad de vapor o vacío tras la válvula, lo que determina que la columna de agua — tras anular su velocidad — invierta su sentido de movimiento y alcance casi totalmente la velocidad inicial antes de encontrarse frente a la válvula cerrada con presiones resultantes determinadas por la ecuación 6.10, o aproximadamente 36 m por cada reducción de 0,3 m/segundo.

Por consiguiente, estas válvulas deben actuar lentamente y deberán encontrarse medio cerradas cuando la velocidad en la tubería de impulsión sea nula y comience la inversión de la corriente. El tiempo de cierre de la válvula puede calcularse multiplicando la T de la ecuación 6.9 por dos en donde corresponde a las condiciones de funcionamiento del máximo número de bombas. El tiempo $2T$ será el tiempo desde el comienzo de la separación de su asiento hasta el final de la rotación en el caso de válvulas de cono, no incluyendo el tiempo de volver de nuevo al asiento. Las especificaciones deberán exigir que el tiempo de maniobra sea ajustable, por lo menos, durante el intervalo de T a $4T$. Se recomienda un valor mínimo para T de 10 segundos.

Con este sistema se producirá la inversión del flujo a través de la bomba en caso de corte de corriente. La interrupción normal se conseguirá cerrando la válvula primero, que disparará después un interruptor de final de carrera para parar el motor. Las bombas alcanzarán una velocidad en sentido contrario con el fallo de la corriente eléctrica del 60 al 125 % de la velocidad nominal, dependiendo del número de bombas de la estación así como del número en funcionamiento cuando falle la corriente. Las bombas y motores deberán ser capaces de resistir con seguridad una velocidad de rotación de sentido contrario, del 150 % de la correspondiente a la altura de elevación nominal, medida por encima de la parte superior de la voluta de la bomba.

Una tubería de impulsión ideal será la que salga de la estación de bombeo al mismo nivel que las bombas, y discorra a nivel o bien ascienda suavemente con pendiente uniforme hasta cerca del extremo en donde se elevará bruscamente hasta la salida. Raramente éste es el caso, ya que los perfiles longitudinales de las tuberías de impulsión se conforman, por razones de tipo económico, a la topografía del terreno existente y, por ello, pueden tener puntos altos y bajos. Además, en muchas estaciones profundas las salidas individuales de las bombas suben verticalmente hacia el tubo colector principal, que deja entonces la estación casi a nivel de tierra, o bien este tubo colector se eleva por dentro o fuera de la estación y después sigue casi a ras de tierra. Al producirse un corte de energía, la columna de agua puede romperse y es posible que se formen entonces cavidades de vapor en los puntos altos cuando la primera onda negativa asciende por la tubería, siempre y cuando la presión mínima descienda 9,6 — 10,2 m por debajo de la parte superior de la tubería en los puntos altos. Las dos partes de la columna de agua se comportan entonces de manera independiente, alcanzando un estado de reposo o bien disminuyendo su velocidad e invirtiéndose, permaneciendo la presión en el punto alto a la presión del vapor. Si la columna de agua continúa su movimiento hacia adelante durante algunos segundos, es posible que la cavidad no se haga muy grande y que las columnas se unan con escasa diferencia en su velocidad y presiones de choque sin consecuencias. Por otro lado, si la columna de la bomba alcanza rápidamente el reposo, la cavidad puede hacerse lo bastante grande como para dar lugar a que la otra columna acelere en dirección contraria hasta casi su velocidad inicial, en el momento en que las columnas se junten de nuevo. Si ya se hubiese cerrado una válvula de retención de charnela o clapeta en la descarga de la bomba, podría ello dar como resultado un grave golpe de ariete.

Una posible solución sería la sustitución de las válvulas de mariposa o de cono accionadas eléctricamente y de movimiento lento por válvulas de retención de clapeta, que permitan el flujo inverso a través de las bom-

bas. Situaciones tales requieren un estudio especial a cargo de un experto en cuestiones de golpe de ariete. Muchos de los dispositivos utilizados para controlar el golpe de ariete en las estaciones de bombeo de agua, tales como supresores y válvulas de descarga, no son aplicables como consecuencia de la presencia de sólidos en las aguas negras.

PROBLEMAS

- 6.1. Una bomba para aguas residuales bombea a un régimen de 28 400 l/min. Tiene una descarga de 35 cm y una aspiración de 40 cm. El manómetro de la descarga, situado en la línea central de la bomba, indica 1,25 kg/cm². El manómetro de la aspiración, situado 61 cm por debajo de la línea central de la bomba, señala 0,1 kg/cm². Determinese: a) la altura de elevación de la bomba; b) la potencia al freno requerida, y c) la potencia absorbida (en kilowatios) por el motor, suponiendo un rendimiento de la bomba del 82 % y un rendimiento del motor del 91 %. Utilícese la fórmula de Bernoulli (véase cap. 3, ecuación 3.5) para hallar la altura de elevación de la bomba.
- 6.2. Una bomba helicocentrífuga con voluta ha de funcionar bajo una altura de elevación de 3,8 m y un caudal de 170 l/s. Ha de ser accionada por un motor de inducción de jaula de ardilla acoplado directamente. Si la velocidad específica no debe exceder de 116, ¿cuál debe ser la velocidad de funcionamiento?
- 6.3. Una bomba de velocidad variable impele 19 000 l/min a una velocidad de 1150 rpm bajo una altura de elevación de 27 m, de los cuales 22 m son altura estática y 5 m pérdidas por rozamiento. Las características de la bomba son:

Caudal, l/min	Altura de elevación, m	Rendimiento, %
0	29	
8 000	28	62
12 000	27	76,5
16 000	26	86
20 000	21	88
24 000	20	83,5

Determinense las velocidades necesarias para bombear 9500 y 14 200 l/min bajo las condiciones definidas por la curva del sistema, así como las alturas de elevación, rendimientos y potencias al freno requeridas en los tres puntos de servicio. Supóngase que las pérdidas por rozamiento varían como el cuadrado del caudal.

6.4. Dos bombas, cada una con una capacidad de 3800 l/min, se instalan en una estación de elevación (sin tubería de impulsión). El caudal de entrada oscila entre 760 y 7200 l/min. Si el área del pozo de aspiración es de 11 m², determinense y muéstranse en un diagrama las posiciones del interruptor de flotador para cada una de las bombas. Las bombas no deben arrancar más de cuatro veces por hora. Supóngase una diferencia de 15 cm en el nivel máximo del agua funcionando una o dos bombas y una profundidad de agua de 1 m cuando se detenga la primera bomba de la secuencia.

- 6.5. Una estación de bombeo que tenga tres bombas idénticas de velocidad constante, una de las cuales sea de repuesto, ha de proyectarse para bombear agua residual a través de una tubería de impulsión de 760 m de largo. Se espera que el caudal varíe de un mínimo actual de 760 l/min al máximo de proyecto de 6800 l/min. La alcantarilla afluente tiene 45 cm de diámetro y su solera se halla a 9 m por debajo de la superficie del agua en el punto de descarga de la tubería de impulsión. Admítase una pérdida de 15 cm a través de las rejillas de criba y una diferencia de 15 cm en los niveles del pozo de aspiración entre los niveles de partida para las bombas números 1 y 2 en el curso de la secuencia.

Selecciónese el tamaño de la tubería de impulsión utilizando una conducción de hierro fundido revestida de cemento, calcúlense las curvas del sistema cuando arranquen las bombas números 1 y 2, y determinese la altura de elevación, capacidad y rendimiento de cada bomba por sí solas o cuando ambas funcionen juntas. Supóngase que las bombas son centrífugas de flujo radial, que la forma de las curvas de la bomba son las dadas en la figura 6.3, que el rendimiento en el pmr es del 75 %, y que, mediante la adecuada elección del tamaño, velocidad y diámetro del rodete de la bomba, se puede obtener cualquier altura de elevación y caudal deseados. Supóngase que las pérdidas en las tuberías individuales de aspiración e impulsión de cada bomba se elevan a 0,9 m cuando el caudal de la bomba es igual al caudal en el pmr. ¿Cuál será entonces el caudal de cada bomba en función del caudal en el pmr cuando una bomba funcione sola o ambas juntas?

- 6.6. Supóngase en el problema 6.5 un descenso de nivel de 75 cm para el control de cada bomba. ¿Qué área de pozo de aspiración se requerirá? Indique en qué basa su respuesta.

BIBLIOGRAFIA

1. Addison, H.: *Centrifugal and Other Rotodynamic Pumps*, 3d ed., Chapman & Hall, London, 1966.
2. Church, A. H.: *Centrifugal Pumps and Blowers*, Wiley, New York, 1944.
3. Hicks, T. G., BME: *Pump Selection and Application*, McGraw-Hill, New York, 1957.
4. Joint Committee of ASCE and WPCF: *Design and Construction of Sanitary and Storm Sewers*, chap. 12, Wastewater and Stormwater Pumping Stations, WPCF Manual of Practice no. 9, New York, 1969.
5. Karassik, I. J., and R. Carter: *Centrifugal Pumps*, F. W. Dodge Corporation, New York, 1953.
6. Kristal, F. A., and F. A. Annet: *Pumps*, 2d ed., McGraw-Hill, New York, 1953.
7. Moody, L. F.: Simplified Derivation of Water Hammer Formulas, *Symposium on Water Hammer*, ASME, New York, 1933.
8. Parmakian, J.: *Water-Hammer Analysis*, Prentice-Hall, Englewood Cliffs, N.J., 1955.
9. Potthoff, E. O.: Motor Drives for Sewage Pumping, *Wastes Engineering*, vol. 23, no. 6, 1952.
10. Seminar Papers on Waste Water Treatment and Disposal, *Pumps, Measuring Devices Hydraulic Controls*, Boston Society of Civil Engineers, 1961.
11. *Standards of the Hydraulic Institute*, 12th ed., New York, 1969.
12. Stepanoff, A. J.: *Centrifugal and Axial Flow Pumps*, 2d ed., Wiley, New York, 1957.

13. Stepanoff, A. J.: Elements of Graphical Solution of Water-Hammer Problems in Centrifugal Pump Systems, *Transactions ASME*, vol. 71, 1949.
14. Stratton, C. H.: Raw Sewage Pumps, *Sewage and Industrial Wastes*, vol. 26, no. 12, 1954.
15. Streeter, V. L., and E. B. Wylie: *Hydraulic Transients*, McGraw-Hill, New York, 1967.
16. Water Pollution Control Federation: *Plant Pumping Stations*, chap. 3, Sewage Treatment Plant Design, WPCF Manual of Practice no. 8, Washington, D.C., 1959.



**FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.
DIVISION DE EDUCACION CONTINUA**

**CURSOS INSTITUCIONALES
COMISIÓN DEL AGUA DEL ESTADO DE MEXICO**

SELECCIÓN Y APLICACIÓN DE EQUIPOS DE BOMBEO
Del 5 al 9 de julio de 1999.

Selección de Equipos de Bombeo para Aguas Residuales

Ing. Enrique Heras Herrera
Palacio de Minería
1999.

Pumps

69	INTRODUCTION
71	GLOSSARY
74	CENTRIFUGAL PUMPS
81	POSITIVE DISPLACEMENT PUMPS
81	SPECIALTY PUMPS
86	PUMP CAPACITY
86	CAVITATION
87	SEALS AND SHAFTS
93	PUMP MATERIALS
93	PIPING, VALVES, COUPLINGS, AND BEARINGS
94	CONTROLS
94	OPERATION
96	MAINTENANCE
98	REFERENCES

INTRODUCTION

The pump is perhaps the earliest of man's inventions for converting natural energy into useful work. A pump, pure and simple, is a device to convey a liquid or semi-liquid from one point to another and usually from one elevation to a higher elevation. This chapter describes the basic types of pumps used in the wastewater field, and their operation and maintenance, control, adjustment, and design.

CLASSIFICATIONS. The Hydraulic Institute classifies pumps as positive displacement and dynamic (or kinetic) machines (Figure 5.1).¹ Positive displacement pumps include reciprocating types (plunger, diaphragm, and piston) and rotary (or progressing cavity) units. Positive displacement pumps operate by forcing a fixed volume of liquid at the inlet section of the pump into the pump body and forcing it out at the discharge section. Flow from a reciprocating pump is intermittent, while the flow from a rotary screw or gear type pump is reasonably continuous. Positive displacement pumps operate at slower speeds than dynamic types.

Dynamic pumps, which include centrifugal pumps, operate by increasing the liquid velocity and converting the higher velocity into pressure by diffusing the discharge flow passage. Centrifugal pumps as shown in Figure 5.1 may be further sub-classified as single and double volute; vertical or horizontal centrifugal; and axial, radial, or mixed flow types.

Specialty pumps, also classified as dynamic machines, are pumps designed to accomplish specific functions such as cutting, shredding, and lifting solids and gases (air lift pumps).

A good description of the different types and classifications of wastewater pumps is given in Federation publications MOP 8 and MOP 11.^{2,3}

GENERAL APPLICATION

Centrifugal pump. The non-clog centrifugal pump is the most common type found in a wastewater treatment plant. The centrifugal pump is for raw wastewater, final effluent, return and waste activated sludge, trickling filter influent, trickling filter recirculation,

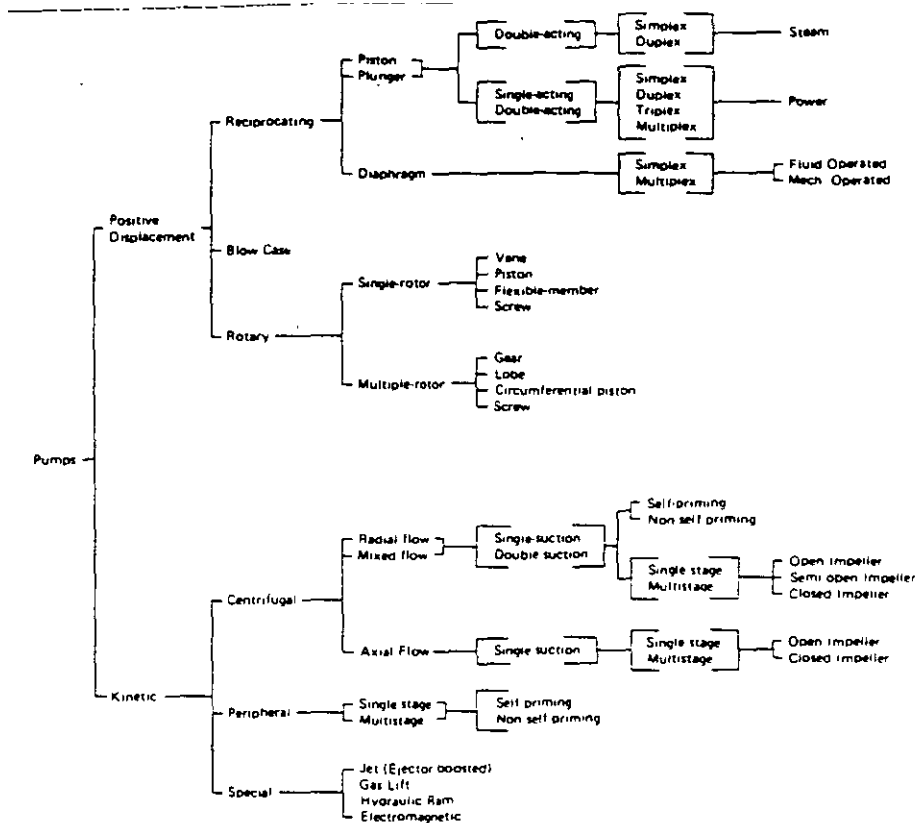


FIGURE 5.1 Pump classifications.

backwash water, raw sludge, digester recirculation, transfer liquors, in-plant process water, sanitary and storm water from pumping stations, chlorination water injection and mixing, nitrification tower influent, chemical feed, seal water, potable and non-potable water, and applications where water pumping and handling of indiscriminate sized solids may be necessary.

Positive displacement pump. Positive displacement pumps are normally used for pumping raw sludge and slurries and other high density or viscous fluids for which other types of pumps are inappropriate or troublesome. These pumps produce a constant capacity of pulsating flow at a lower speed and develop high shut-off head pressures. Positive displacement pumps may also be used as metering pumps for chemical application where conditioning flow accuracy of $\pm 1\%$ is desired. These may be of diaphragm or packed plunger design.

Rotary pump. Rotary pumps are used for fuel oil transfer, oil transfer, and hydraulic services. Screw pumps are normally used for large volumes of raw screened wastewater primary influent, primary effluent, return sludge under relatively low lift conditions, and where the discharge from the pump is gravity flowing.

Progressing cavity pump. The progressing cavity pumps are used for primary settled sludge, raw thickened sludges, scum or floatable solids transfer; chemical additions, sludge transfers; slurries, and other high viscosity materials such as polymers, grease, and solvents.

GLOSSARY

To understand pump operation it is necessary to have an understanding of basic pump theory. Essentially, all pumps operate in the same fashion. Liquids or mixtures of liquids and solids are taken from a lower energy level to a higher energy level within a pump, where later the fluid will be involved in a process, disposed, or transferred to another location. The block diagram in Figure 5.2 illustrates the terminology used in this chapter to describe this movement of fluids.

Head—pressure and head are different ways of expressing the same parameter. The term “pressure” generally refers to units in kilopascals (kPa) or pounds per square inch (psi), whereas “head” refers to the vertical distance through which the liquid would be lifted, expressed in metres (1 m head = 9.806 kPa) or feet (1 ft of head = 0.4335 psi).

Head or pressure is most commonly measured with a pressure gauge.

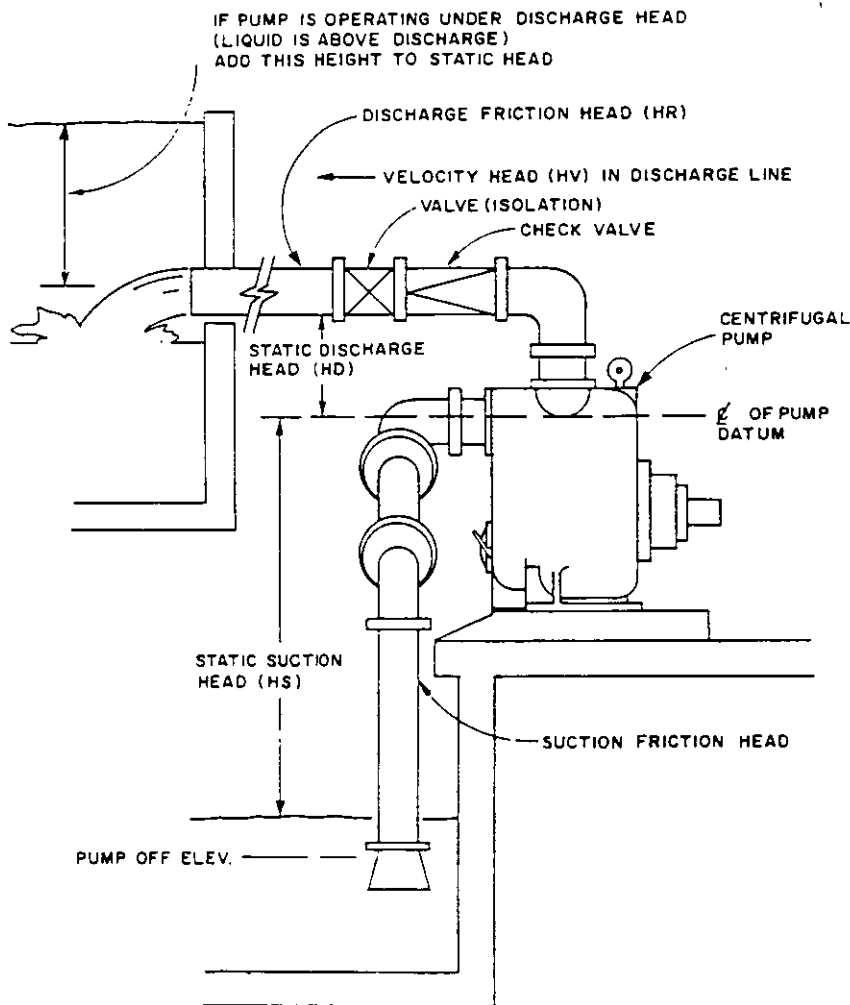


FIGURE 5.2 Pump hydraulic terminology.

Friction head (HF)—is required to overcome friction in the pipe, valves, fittings, turns, and such in the suction and discharge system. Dynamic head consists of two parts. One is from the friction of the moving fluid through the conduit, the other is commonly referred to as minor losses, which are losses caused by restrictions, fittings, and valves.

Static suction head (HS) or lift—is the vertical distance from the surface of water in the suction well to the pump datum. The datum is taken at the center line of the pump for horizontal and double suction vertical pumps or at the entrance eye of the first stage impeller for single suction vertical pumps. The value is negative when a pump operates under a positive suction situation, and is positive when the pump actually has to lift the liquid.

Static discharge head (HD)—is the vertical distance between the pump datum and the surface of the liquid in the discharge bay.

Velocity head (HV)—is the head required to cause the water to flow at a particular velocity. It is velocity energy that is added to the liquid by the pump and because this velocity energy is lost at the discharge point where the discharge exhausts and is never converted into pressure energy, it must be considered as part of the total head. In some wastewater systems velocity head is so small it is often not considered in the design.

Total dynamic head (TDH)—is the sum of friction, suction, static, and velocity heads. It is this quantity that is used in conjunction with a desired or calculated flow rate and an appropriate pump curve to determine specific pump characteristics.

Net positive suction head (NPSH)—is the available head, measured at the suction opening of the pump, that can be used to get the liquid through the suction and into the pump impeller. Net positive suction head required (NPSHR) is the minimum fluid energy required at the inlet by the pump for satisfactory operation and is usually specified by the pump manufacturer. Net positive suction head available (NPSHA) is the actual liquid energy at the inlet and represents the difference between the existing absolute suction head and the liquid vapor pressure at the pumping temperature.

The NPSHR represents the losses from pump suction flange to where the pump impeller can do work on the liquid. If NPSHA is less than the NPSHR, the pump will not operate properly; excessive reprime time, cavitation, and so on will result.

Flow rate—is the quantity of liquid that must be pumped over a certain interval of time. Flow rate is generally expressed in litres per second (L/s), gallons per minute (gpm), cubic feet per second (cfs), or million gallons per day (mgd).

Normally a particular flow is required of a pump and no calculations are necessary; however, a peaking factor is often added to the design. (A factor of 250% of average daily flow (ADF) commonly is used for wastewater lift station design.)

Formulas commonly used*—

$$\text{(Pressure) } P = S_g H \quad (1)$$

$$\text{(Head) } H = \frac{\text{psi} \times 2.31}{S_g} \quad (2)$$

$$\text{(Flow Rate) } Q = AV \quad (3)$$

$$\text{(Gauge Reading) } P_c, \text{ psi} = \frac{H \times S_g}{2.31} \quad (4)$$

$$\text{(Head Loss) } h_f = \frac{fLV^2}{D^2g} \quad (5)$$

(Water horsepower or useful work done by the pumps);

$$\begin{aligned} \text{Whp} &= \frac{\text{lb per min of liquid raised} \times H}{33\,000} \\ &= \frac{\text{gpm} \times H \times S_g}{3960} \end{aligned} \quad (6)$$

(Brake horsepower required to drive the pump)

$$\text{bhp} = \frac{\text{gpm} \times H \times S_g}{3960 \times \text{pump eff.}} \quad (7)$$

$$\text{(Pump Efficiency) } E = \frac{\text{output}}{\text{input}} \times \frac{\text{whp}}{\text{bhp}} \quad (8)$$

(Electrical hp input to motor)

$$\begin{aligned} \text{hp} &= \frac{\text{bhp}}{\text{motor eff.}} \\ &= \frac{\text{gpm} \times H \times S_g}{3960 \times \text{pump eff.} \times \text{motor eff.}} \end{aligned} \quad (9)$$

(Power input to motor)

$$\begin{aligned} \text{kW} &= \frac{\text{bhp} \times 0.746}{\text{motor eff}} \\ &= \frac{\text{gpm} \times H \times S_g \times 0.746}{3960 \times \text{pump eff} \times \text{motor eff}} \end{aligned} \quad (10)$$

$$\text{(Overall Efficiency) } E_{\text{overall}} = E_{\text{pump}} \times E_{\text{motor}} \quad (11)$$

$$\text{kWh/1000 gal water pumped} = \frac{H \times 0.00315}{\text{overall eff}} \quad (12)$$

Where

- P = pressure, psf
- S_g = specific gravity of liquid
- H = head in ft
- Q = flow rate in cubic ft per second
- A = area of pipe in sq ft
- V = velocity of flow, fps
- h_f = friction loss in ft of liquid
- f = friction factor
- L = length of pipe in ft
- D = internal diameter of pipe in ft
- g = acceleration due to gravity in ft per second per second = 32.2 ft/sq sec

Pump curves—evaluating the performance of a pump is often simplified by examining a graphical representation of its operating characteristics. For a given impeller diameter and constant speed, the flow will increase when the head decreases (Figure 5.3). Other operating characteristics also vary with the flow rate. These can be presented on individual graphs; however, because the independent variable (flow rate) is the same for all, common practice is to plot all characteristics together on a single graph (Figure 5.4).

Figures 5.3 and 5.4 are for a pump with a fixed impeller diameter and constant rotational speed. The characteristics of a pump with fixed impeller diameter operated over a range of speeds are illustrated in Figure 5.5. For maximum efficiency, the operating point should fall along the dotted line. Manufacturer's performance curves show pump performance at a limited number of calibration speeds.

Note that because the total system head is the sum of static head (constant) and friction head (variable with flow), a plot of total system head versus flow rate will intersect the pump performance curve at the design condition.

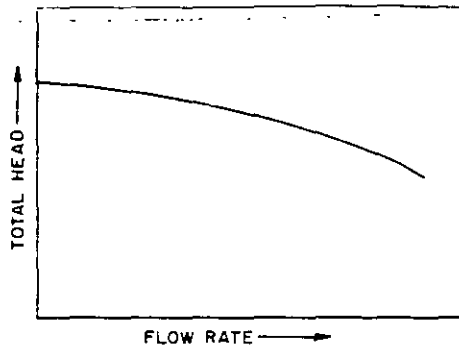


FIGURE 5.3 Head versus flow rate.

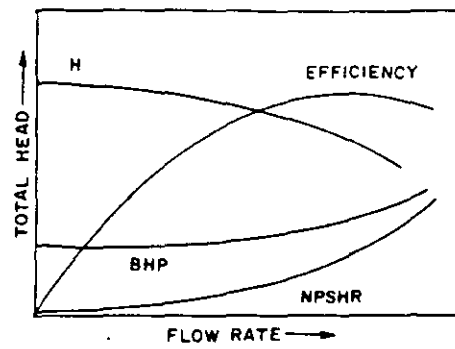


FIGURE 5.4 Pump performance curve.

Specific speed—is an index number relating a pump's capacity, head, and rotational speed at peak efficiency. It is used as a guide to selecting the most efficient pump type. For a given pump and impeller configuration, the specific speed remains essentially constant over a range of flow rates and heads. Theoretically, specific speed is the rpm at which a pump would have to turn in order to put out 1 gpm at 1 ft total head. (There is no ready metric equivalent to specific speed.)

Speed/affinity laws—most parameters (impeller diameter, speed, and flow rate) determining a pump's performance can be varied. If the impeller diameter is held constant and the speed varied, the following ratios, known as the affinity laws, are maintained with no change in efficiency:

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{\text{RPM}_2}{\text{RPM}_1} \quad (13)$$

$$\frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{\text{RPM}_2}{\text{RPM}_1}\right)^2 \quad (14)$$

$$\frac{\text{bhp}_2}{\text{bhp}_1} = \left(\frac{\text{RPM}_2}{\text{RPM}_1}\right)^3 \quad (15)$$

And if the speed is held constant and the impeller size varied, then,

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{\text{diam}_2}{\text{diam}_1} \quad (16)$$

$$\frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{\text{diam}_2}{\text{diam}_1}\right)^2 \quad (17)$$

$$\frac{\text{bhp}_2}{\text{bhp}_1} = \left(\frac{\text{diam}_2}{\text{diam}_1}\right)^3 \quad (18)$$

It can be stated generally that when using a maximum diameter impeller, increasing the rotational speed of a pump increases the efficiency of the pump. Within limits, the cost of the pump and driver usually decrease with increasing speed. Abrasion and wear increase with increasing speed particularly if the fluid contains solid particles in suspension. The danger of cavitation damage usually also increases with increasing speed.

CENTRIFUGAL PUMPS

A centrifugal pump consists of a set of rotating vanes, enclosed within a housing or casing, and is used to impart energy to a fluid

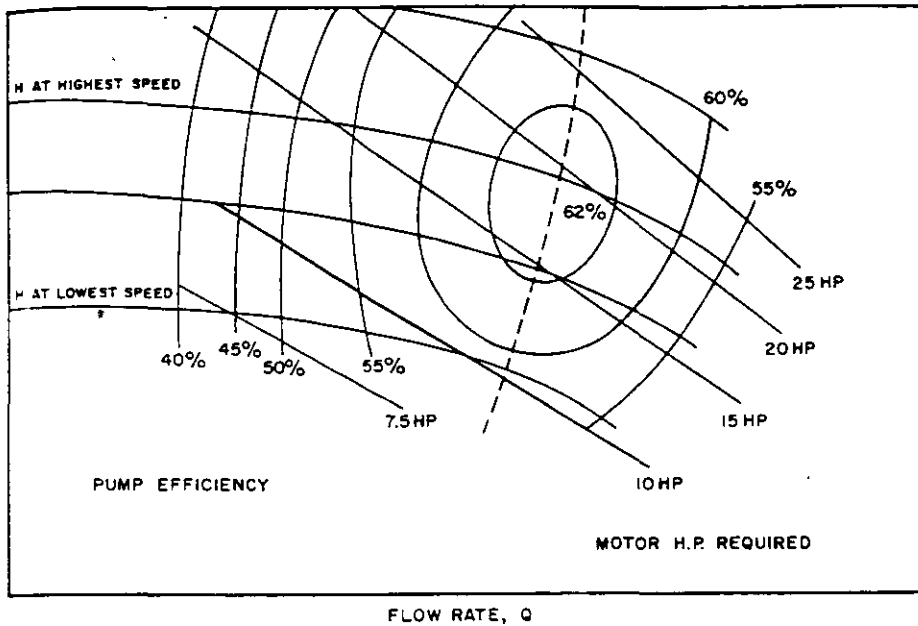


FIGURE 5.5 Characteristics of a pump with fixed impeller operated over a range of speeds.

through centrifugal force. Basically a centrifugal pump (Figure 5.6) has two main parts: a rotating element which consists of the impeller and shaft; and a stationary element made up of a casing, seal, and bearing in a bearing frame. Low speed centrifugal pumps operate in the range of 600 to 1800 rpm. High speed units generally operate above 1800 rpm

In a centrifugal pump the fluid is forced normally, by atmospheric pressure, into the rotating vanes. These vanes form an impeller which discharges the liquid at its periphery at a higher velocity. This velocity or kinetic energy is converted into static pressure energy by means of the volute casing or by a set of stationary diffusion vanes, surrounding the impeller periphery. Pumps with volute casing are generally termed volute pumps, and those with diffusion vanes are called diffusion pumps.

Centrifugal pumps are classified four ways (see also Table 5.1).

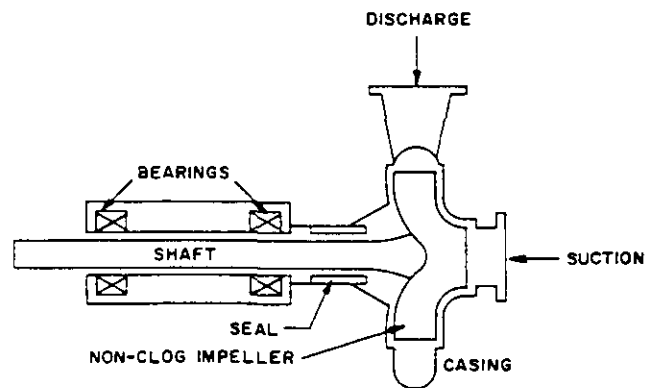


FIGURE 5.6 Centrifugal pump.

TABLE 5.1. Relative characteristics of centrifugal pumps.

Description	Axial flow	Mixed flow	Radial flow
Usual capacity range	600 L/s (10 000 gpm)	300 L/s (5 000 gpm)	Any*
Head range	0–10 m (0–30 ft)	7–15 m (25–50 ft)	Any*
Shutoff head above best efficiency head	About 200%	165%	120 to 140%
Horsepower characteristic	Decreases with capacity	Flat	Increases with capacity
Suction Life	Usually requires submergency	Usually requires submergency	Usually not over 15 ft
Specific Speed	8 000 to 16 000	4 200 to 9 000	Below 4 200—single suction; below 6 000 double suction
Service	Used where space and cost are considerations and load factor is low	Used where load factor is high and where trash and other solid material are encountered.	Used where load factor is high and high efficiency and ease of maintenance are desired.

*Heads of radial-flow wastewater pumps may be limited to maximum efficiency point.

Note: Vortex pumps have characteristics similar to radial pumps

Note: Vortex pumps have characteristics similar to radial pumps

AXIAL-FLOW PUMP. Axial-flow, or more commonly called propeller pumps, develop most of their head by the propelling, or lifting, action of the impeller on the fluid. These pumps are generally suited for low-head applications and are characterized by a single inlet impeller with the flow entering axially and discharging nearly axially into a guide case (Figure 5.7). As most of the pumping in drainage and irrigation work is of the low-head variety, the propeller pump is the most widely used type. These pumps can be of either vertical or horizontal construction.

MIXED-FLOW PUMP. Head is developed in mixed-flow pumps by centrifugal force and the lift of the impeller vanes on the fluid (Figure 5.8). This type of pump has a single inlet impeller with the flow entering axially and discharging in an axial and radial direction, usually into a volute type casing. They are generally used for medium head applications and medium to large capacity. Generally this type of pump requires positive submergence.

RADIAL-FLOW PUMP. The head in radial-flow pumps is developed principally by the action of centrifugal force. Pumps of this type may be obtained with either single suction or double suction inlet impellers; the flow leaves the impeller radially and perpendic-

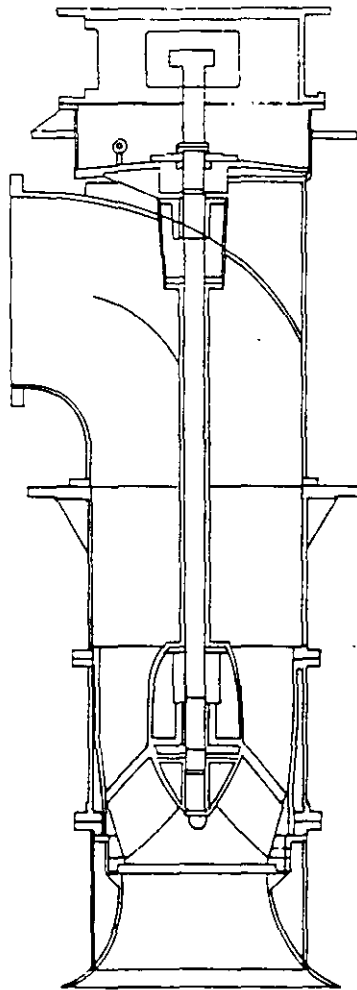


FIGURE 5.7 Axial-flow pump.

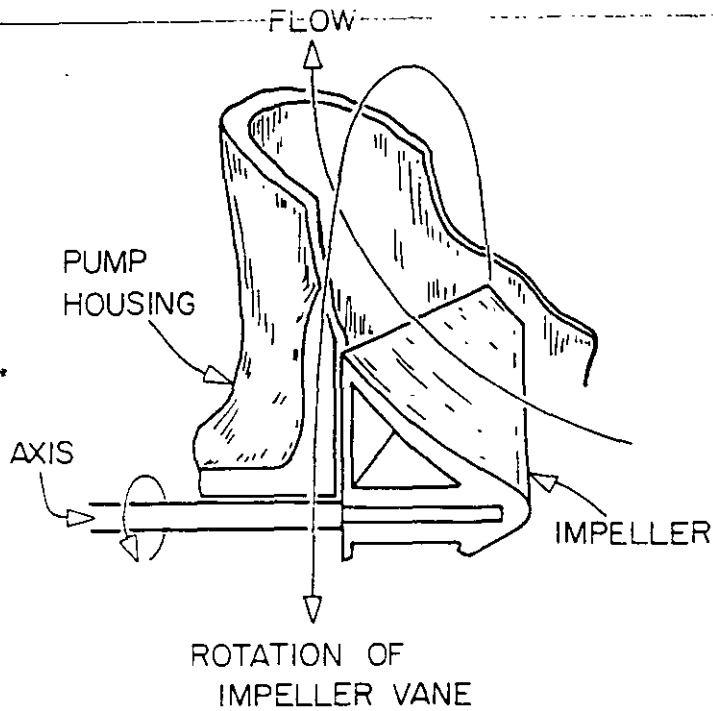


FIGURE 5.8 Mixed-flow pump.

ular to the shaft axis. Radial-flow pumps are characterized by relatively low specific speeds, usually below 4200 rpm for single inlet impellers. Single suction pumps normally are used for wastewater or stormwater pumping because they are less subject to clogging (Figure 5.9).

VORTEX-FLOW PUMP. The vortex-flow type pump consists of a standard concentric casing with axial suction nozzle and tangential discharge nozzle. The impeller is usually but not necessarily constructed of straight radial blades and is axially recessed in the casing. The rotating impeller creates a vortex in the casing, which moves the fluid from the centrally located suction to the discharge (Figures 5.10 and 5.11).

The fluid pumped does not have to flow through any vane passages, so that solid size is limited only by the suction and discharge diameters. Also, pumping action is by induced vortex rather than by impeller vanes, hence this type of pump can handle much larger percentages of air and entrained gases than a stan-

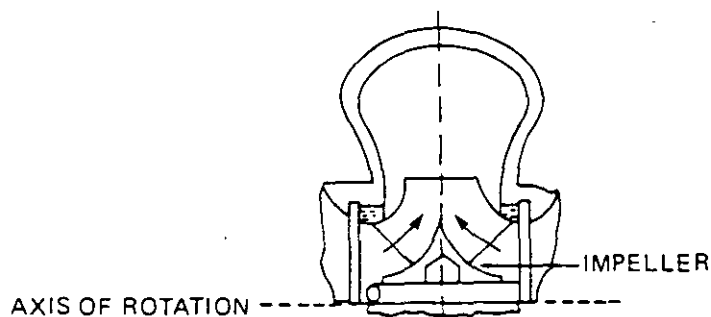


FIGURE 5.9 Radial-flow pump.

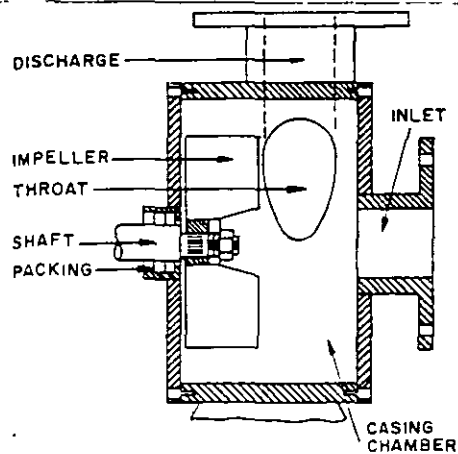


FIGURE 5.10 Vortex pump, schematic section.

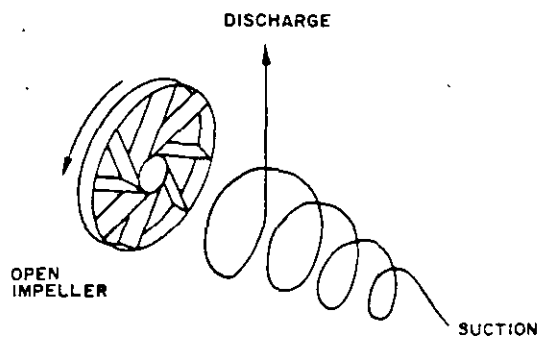


FIGURE 5.11 Vortex-flow pump.

standard centrifugal pump where large amounts of air will block vane passages and choke the flow.

PLANT APPLICATIONS. Most wastewater pumping requirements are met with the use of a centrifugal pump and can be classified according to the nature of the liquid to be handled. Primary uses are described here.

Raw wastewater. Pumps are used to lift liquid wastes from one level of the collection system to another, or to the treatment plant for processing. Even though wastewater is normally screened at the larger installations before entering the suction wet well, it still contains a large quantity of problem material such as grit, rags, stringy trash, and miscellaneous solids small enough to pass through the coarse screens.

Non-clog impellers are used almost exclusively today for 300 mm (12-in.) or less pumps. These pumps differ from clear water pumps in that they are designed to pass the largest solids possible for the pump size. The conventional non-clog impeller contains two blades, although some manufacturers now offer a single-blade (bladeless) impeller. The two-blade impeller has thick vanes with large fillets between the vanes and the shroud at the vane entrance. The bladeless impeller has no vane tips to catch trash. On the other hand, it is inherently out of balance because of its lack of symmetry.

The larger raw wastewater pumps are equipped with either mixed-flow or radial-flow non-clog impellers depending on head conditions. Both have two or more vanes depending on pump size and the size of solids to be handled. The vane tips are sharper than for the non-clog impeller, resulting in a higher operating efficiency. The heavier vanes are not necessary because the vane openings can be larger than on the smaller pumps. Experience indicates that stringy trash will not clog an impeller capable of passing solids larger than 100 mm (4 in.) in diameter.

Self-priming pumps have been used successfully to pump raw unscreened wastewater, particularly in the frost-free southern part of the U.S. The self-priming feature gives the centrifugal pump the gas-handling advantage of positive displacement pumps. Operating costs are higher, though, because design efficiencies generally are low.

Settled wastewater. Pumps are used to lift partially or completely treated waste from one part of the plant to another or to the receiving stream. The liquid to be handled usually contains some solids, but grit and most of the rags and other stringy material have already been removed.

Diffuser pumps are commonly used for the pumping of settled wastewater. Depending on head conditions, they may be of either the propeller or mixed-flow design. Although normally installed in wet-pit applications, these units are sometimes mounted on suction piping and installed in a dry pit. Either type of application is acceptable, although economics usually dictates a wet-pit installation. Head and capacity conditions will determine which type of unit is applicable.

A conventional wastewater pump may be used to pump settled wastewater where a dry-pit installation is desirable. This is not usually an economical application, but it is acceptable as far as suitability of equipment is concerned. As previously indicated, wet-pit application of volute-type pumps is discouraged. This is primarily a result of the high maintenance factor on the submerged bearings and the relative inaccessibility of the pumping unit for repair purposes.

Service water. Plant effluent water is frequently used for flushing, gland seal, foam control, sprays, chlorine injector operation, lawn sprinkler-treatment plant. Except for the fact that some solids have to be contended with, this application is much the same as that found in building-water supply and small distribution systems.

Any type of conventional volute or diffuser clearwater pump can be used on service-water applications, provided the effluent water is screened prior to entering the pump. Pumps capable of handling some solids should be used in those instances where pre-screening is not practical.

Dilute sludge or scum. For the purposes of this manual, dilute sludge and scum is defined as having less than 2% solids. An exception is recirculated digested sludge, which generally exceeds the 2% limit. This is included along with the more dilute sludges because the same type of pumping equipment is used.

Normally, the handling of dilute sludge is limited to the transfer of biological sludge back to the treatment process or to some other point for further concentration and/or dewatering and disposal. When digesters are used as part of the treatment facilities, sludge is often recirculated through external heat exchangers in order to maintain temperatures conducive to anaerobic bacterial action. This recirculation also helps keep the contents of the digester mixed. Occasionally primary sludge and scum are handled in diluted form.

Conventional wastewater pumps are suitable for handling of dilute sludge and scum. Either the non-clog or mixed-flow impeller may be used, depending on capacity requirements. Dry-pit installations are recommended. Diffuser pumps are particularly suitable for the handling of biological sludge provided it does not contain any appreciable amount of trash or stringy material. They are not recommended, however, for handling of diluted scum or for the recirculation of digested sludge. Depending on capacity requirements, diffuser pumps may be of either the mixed-flow or propeller design. Vortex flow pumps are often used to handle dilute sludges which contain some grit. These units are particularly suitable for this type of service because their design is such that close running tolerances are not required; this allows the use of specially hardened materials such as high nickel iron which are not easily machined.

Concentrated sludge or scum. Concentrated sludge or scum is defined as having more than 2% solids. The single exception is in the case of the recirculated digested sludge. As previously discussed, this has been included with the dilute sludge classification, even though some digested sludge concentrations require the use of special pumps such as the vortex. Only positive displacement pumps are recommended for handling concentrated sludge and scum, mainly because they can pump viscous liquids containing entrained gas without losing prime.

POSITIVE DISPLACEMENT PUMPS

PROGRESSING CAVITY PUMP. The progressing cavity pump is by far the most common type of positive displacement pump that will be found in a wastewater plant. This pump (Figure 5.12) has been used successfully, particularly on concentrated sludge. The pump is composed of a single-threaded rotor that operates with a minimum of clearance in a double-threaded helix of rubber. It is self-priming at suction lifts up to 8.5 m (28 ft), but it must not be operated dry or it will burn out the rubber stator.

These pumps are practically unaffected by changes in the solids content or abrasive content of the liquid. Only the power requirements change with significant increases in solids content. Because pumps are almost always operating at low speeds and use an elastomeric stator, fluctuations in the contents of fluids have no appreciable effect on the life of the pump. These characteristics are ideally suited for primary, secondary, and thickened sludge transfer.

SPECIALTY PUMPS

PNEUMATIC EJECTOR. Pneumatic ejectors are used largely for lifting wastewater from the basements of buildings and in small lift stations. In addition, ejectors are used at some wastewater treat-

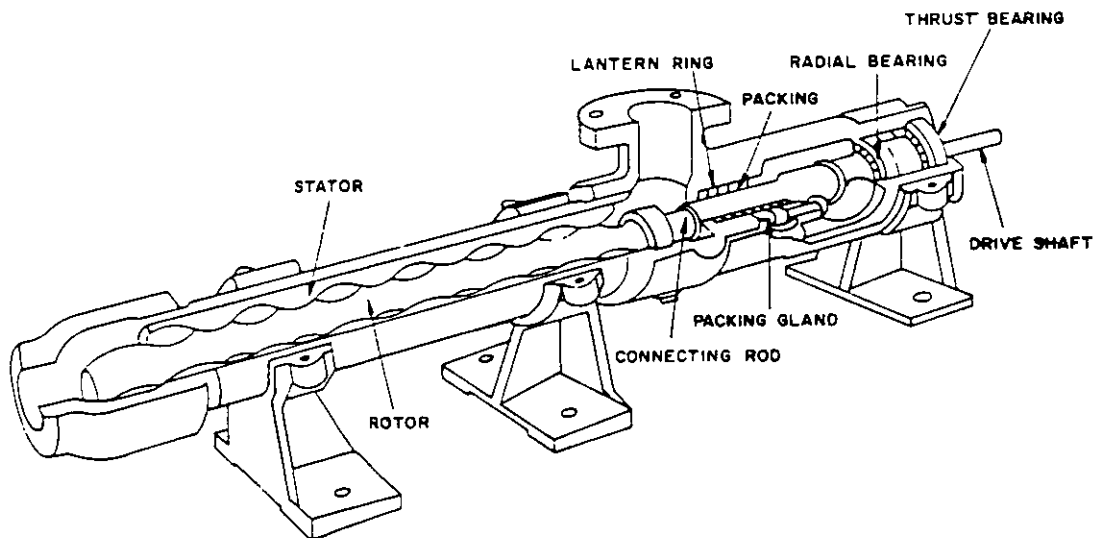


FIGURE 5.12 Progressing cavity pump.

ment facilities for conveying scum from primary clarifiers. The advantages to these units are that they completely enclose the wastewater and consequently no sewer gases can escape except through the vent; operation is fully automatic and the ejector goes into service only when needed; the relatively few moving parts in contact with wastewater require little attention or lubrication; and they are not clogged easily. The disadvantage is their very low operating efficiency.

A pneumatic ejector (Figure 5.13) consists essentially of a closed tank into which wastewater flows by gravity until it reaches a certain depth. Then enough air under pressure is admitted into the tank to discharge the liquid. The inlet pipe check valve prevents wastewater from leaving the tank except through the outlet pipe check valve, which also prevents backflow into the tank.

SCREW PUMP. Screw pumps are a special type of rotary positive displacement pump in which the flow through the pumping elements is truly axial. The liquid is carried between screw threads on one or more rotors and is displaced axially as the screws rotate and mesh; in all other rotary pumps the liquid is forced to travel circumferentially. The screw pump is used where liquid agitation or churning is objectionable.

The applications of screw pumps cover a diversified range of markets such as fuel-oil service, industrial oil burners, lubricating-oil service, chemical processes, and power hydraulics.

Screw pumps, like other rotary positive displacement pumps, are self-priming and have a delivery flow characteristic which is essentially independent of pressure. Advantages include ability to pump a wide range of liquids and viscosities, low internal velocities, self priming with good suction characteristics, minimum churning or foaming, and rugged compact design. Relative disadvantages are high cost because of close tolerances and running clearances, and performance characteristics sensitive to viscosity change.

ROTARY PUMP. Rotary pumps are positive-displacement pumps in which the main pumping action is caused by relative movement between rotating and stationary elements of the pump. Their rotary motion distinguishes them from reciprocating positive-displacement pumps, in which the main motion of moving elements is reciprocating (Figure 5.14). The positive-displacement nature of their pumping action distinguishes them from the general class of centrifugal pumps in which liquid displacement and pumping action depend in large part on developed liquid velocity.

Rotary pumps are useful in handling both fluids and liquids. Fluids include liquids, gases, vapors, and mixtures thereof, and

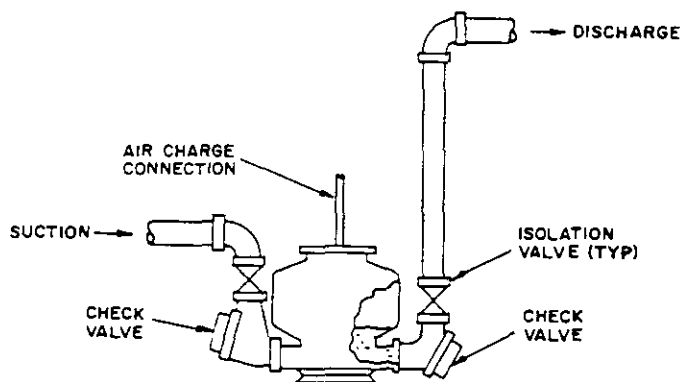


FIGURE 5.13 Pneumatic ejector.

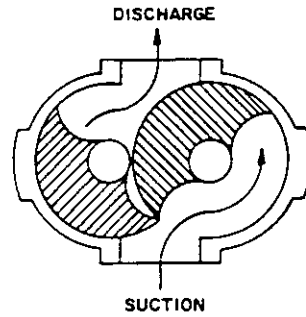


FIGURE 5.14 Rotary pump.

sometimes includes solids in suspension. Liquid is a more specific term that is limited to true liquids that are relatively incompressible and relatively free of gases, vapors, and solids.

There are many different types of rotary pumps: gear pumps, screw and wheel pumps, lobe pumps, flexible tube pumps, and more. Most of these pumps are used to convey measured amounts of chemicals used in and around treatment facilities including fluids in laboratories. Some advantages of these pumps are that they are very economical for the specific purpose intended, they are relatively low-speed, and require little maintenance. Some disadvantages are that fluid pumped must act as a lubricant for the pump, and they are restricted by cost as to pumping large volumes of liquid.

PLUNGER AND DIAPHRAGM PUMPS. Plunger and diaphragm pumps (Figures 5.15 and 5.16) are used frequently. Plunger pumps are used for sludge pumping and diaphragm pumps are used extensively by contractors for trash pumping and dewatering of trenches. They are suitable for suction lifts up to 3 m (10 ft) and are self-priming; pumping rates are low and can be used with large port openings; capacity can be readily adjusted; heavy-solids concentrations may be pumped; and the fluid pumped can be metered. Some disadvantages to the plunger and diaphragm pumps include their limitation to lower volume regime, low efficiency, and high maintenance cost. Both pumps operate in basically the

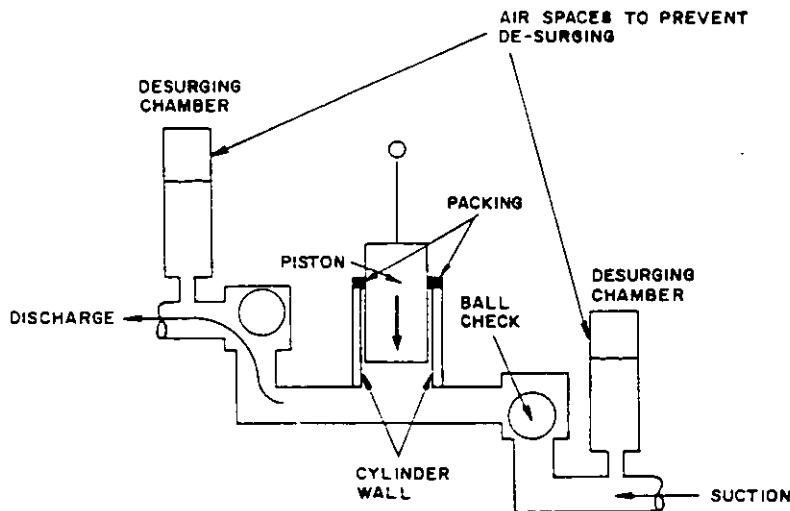


FIGURE 5.15 Plunger pump.

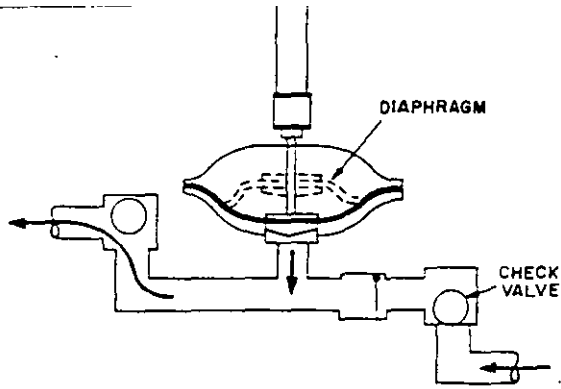


FIGURE 5.16 Diaphragm pump.

same manner in that the liquid is introduced into the pumping chamber and sealed off by a ball type check valve. The liquid is then displaced by pressure from a plunger or diaphragm and discharged through the discharge valve. This pumping action is very similar to the pneumatic ejector pump. Plunger pumps used for pumping sludges are maintenance-intensive if operated continuously.

GRINDER PUMP. Grinder pumps are generally of the submersible type and are used in homes with insufficient slope to provide for gravity flow and in treatment plants for sampling. The grinder pump is basically a small submersible pump with a cutter head attached to the suction end of the impeller that macerates solids prior to entering the pump. The main advantage is that this pump can be used where large amounts of solids or stringy material exist. Its disadvantage is higher maintenance costs and limited flows of 10 L/s (150 gpm) or less.

SCREW LIFT (ARCHIMEDIAN SCREW) PUMP. Archimedian screw pumps are used for raw wastewater pumping applications.

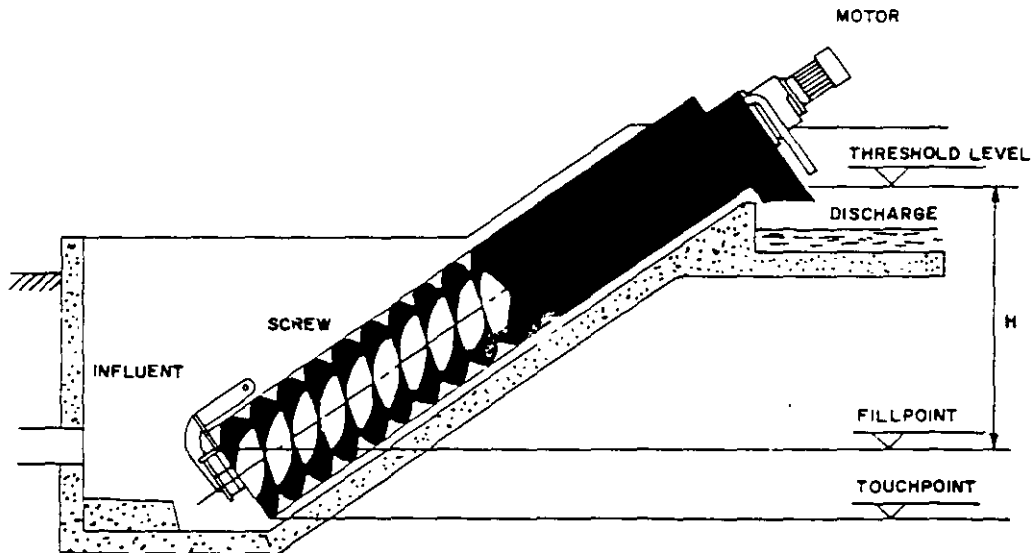


FIGURE 5.17 Screw-lift pump.

tional wet well and they are self-compensating in that they automatically pump the liquid received regardless of quantity (as long as it does not exceed the design capacity of the pump) without the added cost of special drive equipment. As shown by Figure 5.17, the total operating head of a screw pump installation is less than for those pumps which require conventional suction and discharge piping. Screw pumps, however, have a practical limitation as to pumping head. Generally speaking, they are not used for lifts in excess of 8 m (25 ft).

AIR LIFT PUMP. The pump basically consists of a vertical pipe submerged in the well, and an air-supply tube enabling compressed air to be fed to the pipe at a considerable distance below the static liquid level. When air is introduced into the pipe, the resultant mixture of air bubbles and liquid, being lighter than the liquid outside the pipe, will rise in the pipe. As air is being continuously introduced at the bottom, a continuous flow of liquid and air mixture will emerge at the top of the pipe, with new liquid from the well entering the pipe at the bottom (Figure 5.18)

The air lift pump is useful because it has no moving parts, can be used for corrosive and erosive fluids (gentle action) and it operates on air, and can therefore be used in explosive atmospheres. Disadvantages are that it has low efficiency (less than 40%), and needs very large submergences compared to conventional pumps

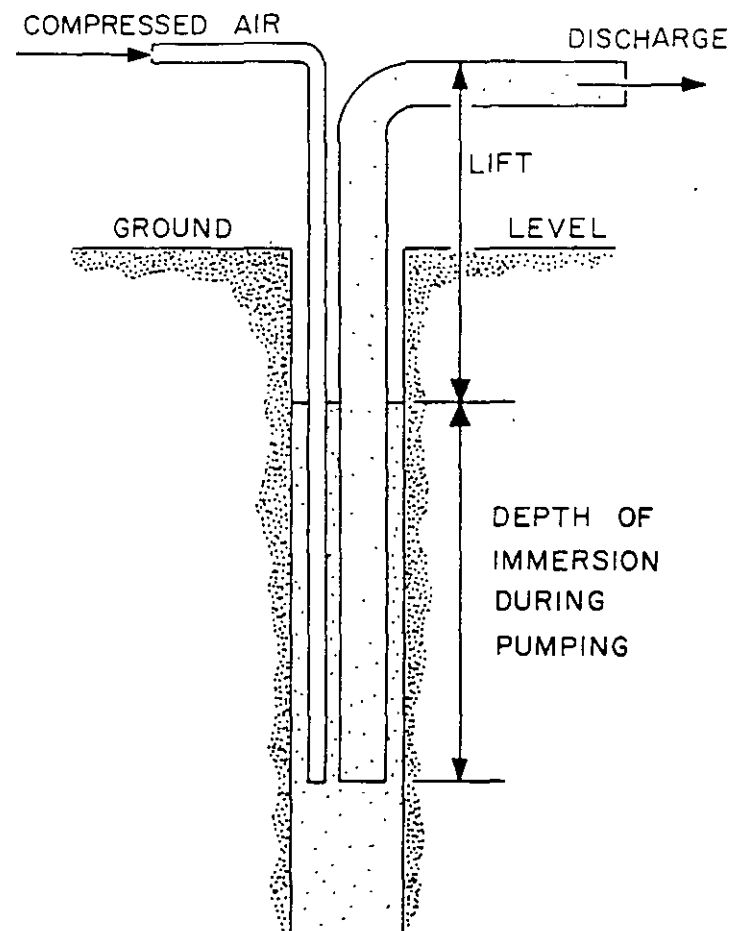


FIGURE 5.18 Air lift pump.

PUMP CAPACITY

Pumps are generally selected for a given capacity and total head when operating at rated speed. These characteristics are referred to as "rated or design conditions of service," and with few exceptions, represent those conditions at or near which the pump will transfer the greatest flows. Pumps can not operate at greater-than-rated flows except by increasing their speed. In addition, they cannot operate at lower-than-rated flows except by reducing the operating speed or by-passing some of the flow back to the source of supply.

Centrifugal pumps can operate over a wide range of capacities, from near zero flow to well beyond the rated capacity. Because a centrifugal pump will always operate at the intersection of its head capacity curve with the system head curve, the pump operating capacity may be altered either by throttling the pump discharge (hence altering the system-head curve), or by varying the pump speed (changing the pump head capacity curve). This makes the centrifugal pump very flexible in a wide range of services and applications which require the pump to operate at capacities and heads differing considerably from the rated conditions. There are, however, some limitations imposed on such operation by hydraulic, mechanical, or thermodynamic considerations.

CAVITATION

Cavitation is the formation and collapse of a gas pocket or bubble on the blade of a pump's impeller. In a centrifugal pump, when a liquid flows through the suction line and enters the eye of the impeller an increase in velocity takes place. This increase in velocity is accompanied by a reduction in pressure. If the pressure falls below the vapor pressure corresponding to the temperature of the liquid, the liquid will vaporize and the flowing stream will consist of liquid and pockets of vapor. Flowing further through the impeller, the liquid reaches a region of higher pressure and the cavities of vapor collapse. This collapse of vapor pockets causes the noise incident to cavitation.

Cavitation need not be a problem if the pump is properly designed, and installed, and operated. Also, cavitation is not necessarily destructive. Cavitation varies from very mild to very severe. A pump can operate with a low noise level and be cavitating mildly. The only effect may be a slight drop in efficiency and head. On the other hand, severe cavitation can be very noisy and can destroy the pump impeller or other parts of the pump, while greatly affecting head, efficiency, and flow.

To minimize cavitation in a centrifugal pump, avoid:

- Heads much lower (20%) than the head at peak efficiency of the pump;
- Capacity much higher (beyond 120%) than the capacity at peak efficiency of the pump;
- Suction lift higher or positive head lower than recommended by the manufacturer;
- Fluid temperatures higher than that for which the system was originally designed;
- Speeds higher than the manufacturer's recommendation; and
- Operation at zero flow

The following steps may be used to check for cavitation:

1. Determine the minimum NPSHR for the given pump. This should be provided by the manufacturer as part of the pump performance data.
2. Calculate NPSHA at minimum wet well with suction pipe losses.
3. If NPSHA is greater than NPSHR, cavitation will not occur. A good safety margin is 0.6 to 0.9 m (2 to 3 ft) of fluid. If NPSHA is insufficient, it may be increased by increasing the height of the free fluid level of the supply tank, reducing the distance and minor losses between the supply tank and the pump; reducing the temperature of the fluid, or pressurizing the supply tank. Alternatively, NPSHR may be reduced by placing a throttling valve in the discharge line to increase the total head and, thus, reduce the capacity of the pump and drive its operating point into a region of lower NPSHR, or by using a double suction pump where practical.

In a propeller pump, the water entering the pump through the large bellmouth inlet will be guided to the smallest section (or called throat) immediately ahead of the propeller. The velocity at this point should not be excessive and should provide a sufficiently large capacity to properly fill the ports between the propeller blades. As the propeller blades are widely spaced, not much guidance can be given to the stream of water. When the head is increased beyond a safe limit, the capacity is reduced to a quantity insufficient to fill up the space between the propeller vanes. The stream of water will separate from the propeller vanes creating a small space where pressure is close to a perfect vacuum. In a fraction of a second, this small vacuum space will be smashed by the liquid hitting the smooth surface of the propeller vane with an enormous force which starts the process of surface pitting of the vane. At the same time there will be a sound like rocks thrown around in a barrel which is characteristic of cavitation.

To minimize cavitation in a propeller pump, avoid

- Heads much higher than the head at peak efficiency of the pump;
- Capacity much lower than the capacity at peak efficiency of the pump;
- Suction lift higher or positive head lower than recommended by the manufacturer;
- Fluid temperatures higher than that for which the system was originally designed;
- Speeds higher than manufacturer's recommendation; and
- Operation at the flat spot (or dog-leg) on the pump curve.

Cavitation also can occur in piping systems where the liquid velocity is high and the pressure low. It should be suspected when a noise like pumping rocks is heard at the pump, pipe lines, sudden enlargements of the pipe cross-section, sharp bends, restrictions or obstructions in suction lines, throttled valves, or similar situations.

SEALS AND SHAFT

PUMP SHAFT. Pump shafts are usually protected from erosion, corrosion, and wear at stuffing boxes, leakage joints, internal bearings, and in the waterways by renewable sleeves. The most com-

mon use of shaft-sleeves, however, is to protect the shaft from wear at a stuffing box.

In pumps with overhung impellers, various types of sleeves are used. Often, stuffing boxes are placed close to the impeller, and the sleeve actually protects the impeller hub from wear (Figure 5.19). As a portion of the sleeve fits directly on the shaft, the impeller key can also be used to prevent sleeve rotation. Part of the sleeve is clamped between the impeller and a shaft shoulder to maintain its axial position.

STUFFING BOXES. Stuffing boxes and its packing and seals primarily are used to prevent air from entering the pump along the pump shaft, excess leakage at the pump shaft where it enters the pump casing, and contamination of the fluid being pumped. For general service pumps, a stuffing box usually is a cylindrical recess that accommodates a number of rings of packing around the shaft or shaft sleeve (Figure 5.20). If liquid sealing of the stuffing box is desired, a lantern ring or seal cage, which separates the rings of packing into approximately equal sections, is used. The packing is compressed by an adjustable gland to give the desired fit on the shaft or sleeve.

When a pump handles clean, cool water, stuffing box seals are usually connected to the pump discharge, or, in multistage pumps, to an intermediate stage. An independent supply of sealing water should be provided if any of the following conditions exist:

- A suction lift in excess of 5 m (15 ft),
- A discharge pressure less than 70 kPa (10 psi) or 7 m (23 ft) head gauge;
- Hot water over 120°C (250°F) being handled without adequate cooling (except for boiler feed pumps, in which seal cages are not used);
- Wastewater, sludges muddy, sandy, or water containing inert materials, or liquid high in suspended solids being handled; or
- The liquid being handled is other than water—such as acid, or sticky liquids—without special provision in the stuffing box design for the nature of the liquid.

If the suction lift exceeds 5 m (15 ft), priming may be difficult because of excessive air infiltration through the stuffing boxes unless an independent seal is provided. A discharge pressure less than 70 kPa (10 psi) may not provide sufficient sealing pressure.

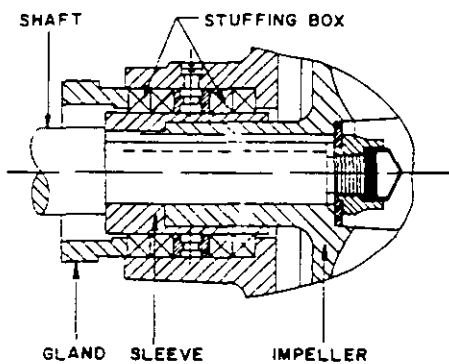


FIGURE 5.19 Sleeve for pumps with overhung impeller hubs extending into stuffing box.

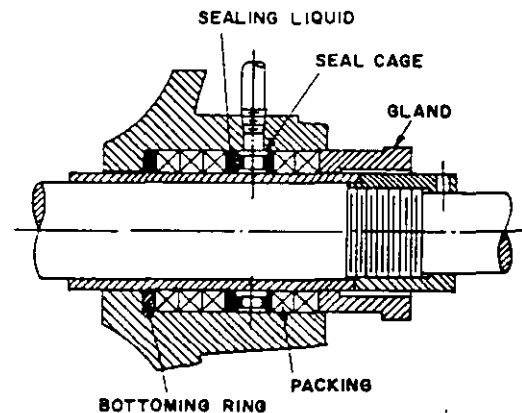


FIGURE 5.20 Conventional stuffing box with bottoming ring.

When sealing water is taken from the pump discharge, an external connection may be made through small diameter piping or through internal passages. If an external sealing liquid source is required, it is connected to the external pipe tap with a socket-head pipe plug inserted at the internal pipe tap.

Some local ordinances prohibit any connection between the city water line and a wastewater or process liquid line. In such cases, a tank open to the atmosphere into which public or potable water can be admitted above the surface of the water and a pump to deliver water to a seal water pressurized tank can be installed. The tank water surface and the end of the water inlet pipe must be separated by an air gap (see Figure 5.21). The tank is equipped with a float valve to feed and regulate the water level so that contamination of the city water supply is prevented. A small close-coupled pump is mounted directly on the tank and maintains a constant pressure of clear water at the stuffing box seals of the pumps it serves. A small recirculation line or back pressure regulator is provided from the close-coupled pump discharge back to the tank to prevent operation at shutoff head. The discharge pressure of the small supply pump is set by the maximum sealing pressure required at any of the pumps served. Supply at the individual stuffing boxes is then regulated by setting small control valves in each individual line.

If clean, cool water is not available, grease or oil seals can be used. Most wastewater pumps do not require sealing against air leakages as they have a single stuffing box subject to discharge pressure and operate with a flooded suction. But applying grease or oil under pressure into the sealing space in the packing gland will help keep grit and foreign particles from entering the pump shaft and packing. The grease or oil will also provide shaft sealing and packing lubrication to the shaft. Automatic grease or oil sealers currently are available for wastewater service.

Packing. Basically, stuffing box packing is a pressure-breakdown device. The packing must be somewhat plastic so that it can be adjusted for proper operation. It must also absorb energy without failing or damaging the rotating shaft or shaft sleeve. In a breakdown of this nature, friction energy is liberated. This generates heat that must be dissipated in the fluid leaking past the packing or by means of cooling-water jacketing or both.

Some of the principal types of stuffing box packing materials include:

- Asbestos packing is suitable for cold-water and hot-water applications in the lower temperature range. It is the most common packing material for general service under normal pres-

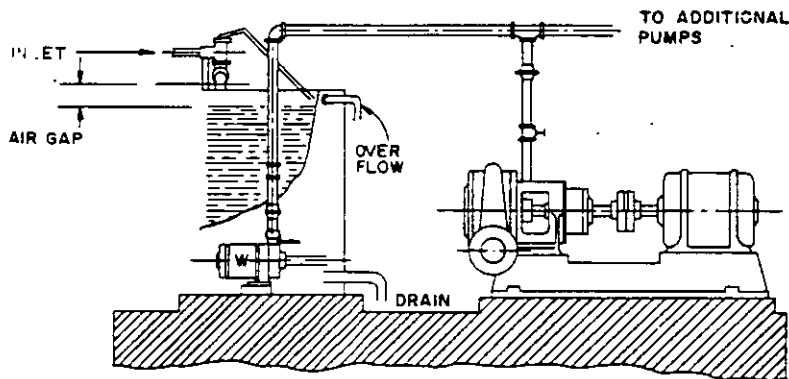


FIGURE 5.21 Water seal unit.

ures. For pressures above 1.4 MPa (200 psi), this packing is only usable at very moderate rubbing speeds. Asbestos packing is comparatively soft and is prelubricated with either graphite or some inert oil. Manufacturers' recommendations should be followed closely because of the health hazards associated with asbestos materials.

- Metallic packing is composed of flexible metallic strands or foil impregnated with graphite or oil-lubricant with either an asbestos or plastic core. The impregnation makes this packing self-lubricating for its start-up period. The foils are made of various metals such as babbitt, aluminum, and copper. Babbitt foil is used on water and oil service for low and medium temperatures (up to 230°C or 450°F) and medium to high pressures. Copper is used for medium to high temperatures and pressures with water and low sulphur content oils. Aluminum is used mainly on oil service and for medium to high temperatures and pressures.
- Carbon type packing is performed solid or layered and compressed for each shaft and stuffing box size.

Other types of packing available include hemp, cord, braided type, duck fabric, chevron type, and teflon. Table 5.2 is a frequently used guide.

Frequently, packing life can be extended by combining two or more different kinds of packing, for example, alternating hard and soft rings. Such sets are usually available in standard dieformed ring combinations from most packing manufacturers.

For best results, the shaft or shaft sleeves should be in perfect alignment, concentric with the axis of rotation, highly polished, and should operate without vibration. The material of which they are made is also extremely important, as it directly affects the life and maintenance of the packing.

Stuffing box glands. In the ordinary stuffing box, the sealing between the moving shaft or shaft sleeve and the stationary portion of the box is accomplished with rings of packing forced between the two surfaces and held tightly in place by a stuffing box gland. The leakage around the shaft is controlled merely by tightening up or loosening the gland studs. The actual sealing surfaces consist of the axial rotating surfaces of the shaft, or shaft sleeve, and the stationary packing. Attempts to reduce or eliminate all leakage from a conventional stuffing box increases not only the gland pressure but the temperature and sleeve wear as well.

Stuffing box glands are basically classified into two groups: solid and split. Split glands are made in halves, generally held together by bolts, so that they may be removed without dismantling the pump, thus providing more working space when the stuffing boxes are being repacked. Split glands are desirable for pumps that have to be repacked frequently, especially if the space between the box and the bearing is restricted. Split glands are rarely used in smaller pumps, but they are commonly furnished for large single-stage, some multistage, and refinery pumps.

Stuffing box leakage into the atmosphere can, in some cases, seriously inconvenience or even endanger the operating personnel: for example, when such liquids as hydrocarbons are being pumped at vaporizing temperatures or temperatures above their flash point. As this leakage cannot always be cooled sufficiently by a water-cooled stuffing box, smothering glands are used. Provision is made in the gland itself to introduce a liquid (either water or another hydrocarbon at a low temperature) that mixes intimately with the leakage, lowering its temperature, or, if the liquid is volatile, absorbing it.

TABLE 5.2. Packing selection guide

Fluid sealed	Rotary shafts or stems	Reciprocating shafts or stems	Valve stems
Steam (high pressure)	Asbestos Metallic Semi-metallic Plastic (loose fill)	Asbestos Metallic Semi-metallic Plastic (loose fill)	Asbestos Metallic Semi-metallic Plastic (loose fill)
Steam (low pressure)	Asbestos Metallic Semi-metallic Plastic (loose fill)	Asbestos Duck and rubber Metallic Semi-metallic Plastic (loose fill)	Asbestos Duck and rubber Semi-metallic Plastic (loose fill)
Water (cold)	Asbestos Flax, jute or ramie Cotton or rayon Semi-metallic Plastic (loose fill)	Flax, jute or ramie Duck and rubber Leather Plastic (loose fill)	Asbestos Duck and rubber Flax or cotton Semi-metallic Plastic (loose fill)
Water (hot)	Asbestos Semi-metallic Plastic (loose fill)	Duck and rubber Semi-metallic Plastic (loose fill) Leather	Asbestos Duck and rubber Semi-metallic Plastic (loose fill)
Gasoline and oils	Asbestos Semi-metallic Plastic (loose fill)	Asbestos Semi-metallic Plastic (loose fill)	Asbestos Semi-metallic Plastic (loose fill)
Acids	Asbestos Semi-metallic Plastic (loose fill)	Asbestos Metallic Semi-metallic Plastic (loose fill)	Asbestos Semi-metallic Plastic (loose fill)
Gas	Asbestos Semi-metallic	Asbestos Metallic Semi-metallic	Asbestos Semi-metallic
Acids and caustics	Asbestos (blue) Semi-metallic Plastic (loose fill) Teflon	Asbestos (blue) Metallic Semi-metallic Plastic (loose fill)	Asbestos (blue) Semi-metallic Plastic (loose fill) Teflon
Ammonia	Asbestos Semi-metallic	Duck and rubber Metallic Semi-metallic	Asbestos Duck and rubber Semi-metallic

MECHANICAL SEALS. The semiplastic nature of packing allows it to form closely around the shaft and cut down on leakage. After a certain point, however, the leakage continues no matter how tightly the gland studs are brought up. The frictional horsepower increases rapidly at this point, the heat generated cannot be properly dissipated, and the stuffing box fails to function. Even before this condition is reached the shaft sleeves may be severely worn and scored, so that it becomes impossible to repack the stuffing box satisfactorily.

These undesirable characteristics prohibit the use of the conventional stuffing box design and composition packing to seal between rotating surfaces if the leakage is to be held to an absolute minimum under severe pressure. The condition, in turn, automatically eliminates use of the axial surfaces as the sealing surfaces, for a semiplastic packing is the only material that can always be made to form about the shaft and compensate for the wear. Another factor that makes stuffing boxes unsatisfactory for certain applications is the relatively small lubricating value of many liquids

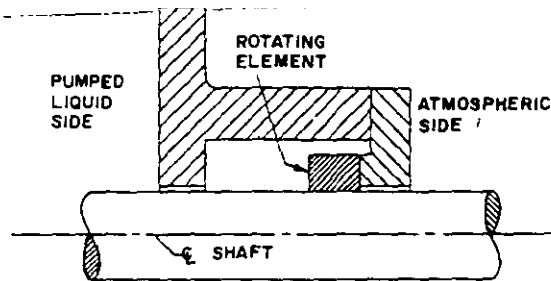


FIGURE 5.22 Internal assembly seal.

frequently handled. The mechanical seal which contains wearing surfaces other than the axial surfaces of the shaft and packing has attained general acceptance in those pumping applications where packed stuffing boxes cannot be used.

Its sealing surfaces are located in a plane perpendicular to the shaft and usually consist of two highly polished surfaces running adjacently; one surface is connected to the shaft and the other to the stationary portion of the pump. Complete sealing is accomplished at the stationary and rotating surfaces. The polished or lapped surfaces which are made of dissimilar materials are held in continual contact by springs and internal fluid pressures that form a fluid tight seal between the rotating and stationary members with very small frictional losses. When seals are new and properly installed there should be no or only minimal leakage. Considerable leakage indicates the seal is worn and requires replacement.

A mechanical seal is similar to a bearing in that it involves a close running clearance with a liquid film between the faces. The lubrication and cooling provided by this film cut down the wear, as does a proper choice of seal face materials. Seals for centrifugal pumps do not operate satisfactorily on air or gas; if run dry, they will fail rapidly. Mechanical seals can be used in pumps handling liquids that contain solids if the solids are prevented from getting between the seal faces or interfering with the flexibility of the seal mounting.

There are two basic mechanical seal arrangements, the internal assembly (Figure 5.22), in which the rotating element is located inside the stuffing box and is in contact with the liquid being pumped; and the external assembly (Figure 5.23), in which the rotating element is located outside the stuffing box. The pressure of the liquid in the pump tends to force the rotating and stationary faces together in the inside assembly and to force them apart in the external assembly. Both assemblies have three primary points at which sealing occurs: between the stationary element and the casing; between the rotating element and the shaft (or the shaft sleeve, if one is used); and between the mating surfaces of the rotating and stationary seal elements.

Materials used in the manufacture of mechanical seals include

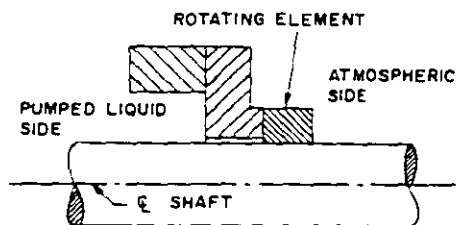


FIGURE 5.23 External assembly seal.

carbon, stainless steel, ceramic, tungsten carbide, and brass. Variables to consider for an application are liquids and solids being pumped, shaft speed, temperature, corrosive resistance, and abrasives. Some manufacturers provide the prospective user with a complete engineering service to ensure that every application is given a thorough analysis. Such an analysis is essential to the success of a mechanical-seal application, and users should take full advantage of this service.

PUMP MATERIALS

The essential requirements for a successful pump installation are performance and life. Performance, which is measured by the rating of the pump-head, capacity, and efficiency, is inherent in the hydraulic design of the pump. Life is the total number of hours of operation before one or more pump components must be replaced to maintain an acceptable performance. It is primarily a measure of the resistance of the materials of construction to corrosion and erosion under actual operating conditions.

Aside from straight corrosion or erosion from abrasive particles in the fluid, the greatest single factor that reduces the performance life is operation at flows other than the maximum efficiency or rated capacity of the pump. The vane angles of the impeller are designed to match the fluid angles at the maximum efficiency capacity. At flows other than the rated capacity the fluid angles no longer match the vane angles, and separation occurs with increasing intensity as the operating point moves away from the maximum efficiency capacity. The destruction of the impeller vanes is particularly severe at the inlet to the impeller, as this is the point of lowest pressure in the pump. In addition to surface damage to the inlet vanes from separation, localized cavitation damage may occur during sustained operation at capacities less than 50 or more than 125% of the maximum efficiency capacity. While many pumps do operate under these adverse operating conditions, their performance life is considerably less than it would be operating at or near its maximum efficiency capacity.

PIPING, VALVES, COUPLINGS, AND BEARINGS

Suction and discharge piping should normally be sized so that the maximum velocities do not exceed 2.4 and 4.5 m/s (8 and 15 fps), respectively. Lines less than 100 mm (4 in.) in diameter should not be used for raw wastewater. Preferably, sludge lines should be at least 150 mm (6 in.) in diameter; 100 mm lines are sometimes used for dilute biological sludge. To maintain most solids in suspension a minimum velocity of 0.6 m/s (2 fps) is required.

Valves should be installed on the suction and discharge sides of each pump to allow removal and maintenance of individual pumping units without disturbing the function of the remainder of the installation. It is customary to use either ball or plug valves on raw wastewater and concentrated sludge applications. Either plug or butterfly valves can be used for settled wastewater or for dilute sludge. There should be a straight-round opening section before the suction. In addition, clean-out ports should be provided where

possible on both the suction and discharge sides of the pump impeller for inspection and maintenance purposes.

Piping should be designed with sufficient flexibility and be self-supporting to avoid placing any stress on the pump flanges. Flange-coupling adapters are sometimes used for this purpose on both the suction and discharge sides of the pump.

Pump bearings must be adequate for the service and should be designed on the basis of not less than a minimum life of 5 years, 40 000 hours, in accordance with the life and thrust values recommended by the Anti-Friction Bearings Manufacturers Association.⁵ The larger wastewater pumps are usually equipped with both case and impeller rings of bronze or chrome steel.

CONTROLS

At most installations, control of pump operation is usually done from either wet-well level or flow. With level control, each pump is turned on and off at specific water levels in the suction wet well. In the case of variable capacity pumps, a preset level is maintained. Pumps are turned on with a rising level, and off as the level drops. Control of the pumps is generally accomplished with mercury-encapsulated float-type switches, an air bubbler-type system or float and cable-operated mercury switch units.

Flow control is used sometimes where there is no limitation on the availability of flow to the pump suction and where it is desirable to maintain a predetermined rate of discharge. Where flow control is used, a flowmeter is the primary instrument to measure flow and serves as a basis for varying pump speed, which in turn controls capacity. The actual changing of speed can be accomplished either manually or automatically through closed-loop instrumentation.

Careful attention also should be given to surge control wherever a pump discharges into a force main of appreciable length. Surges, which result from changes in fluid motion caused by starting or stopping of pumps or by power failure generally are a problem only in raw wastewater pumping stations located within the collection system. Surges caused by normal starting and stopping of electric motor-driven pumps may be controlled by selecting individual pump capacities so that the change in velocity in the system when starting or stopping a single pump will not result in excessive surges, or by using variable-speed drives to bring pumps gradually on or off line.

Low-water pump cutoff and high-level alarm should be provided on most pumping installations. The low level cut-off is required to prevent the pumps from running dry, and the high-level alarm serves to notify the operator in the event the pump should fail to operate. Alarm annunciation of pump shut-down caused by low water cut-off is usually provided.

OPERATION

PRIMING. With very few exceptions, no centrifugal pump should ever be started until it is fully primed, that is, until it has been filled with the liquid pumped and all the air contained in the pump has been allowed to escape. The exceptions involve self-priming pumps and some special large capacity, low head, and low speed installations where it is not practical to prime the pump prior to starting, the priming takes place almost simultaneously

with the starting in these cases. Reciprocating pumps of the piston or plunger type are in principle self-priming. However, if quick starting is required, priming connections should be installed above the pump.

Positive-displacement pumps of the rotating type, such as rotary or screw pumps, have clearances so that the liquid in the pump will drain back to the suction. When pumping low-viscosity liquids, the pump may completely dry out when it is idle. In such cases a foot valve may be used to help keep the pump primed. Alternately, a vacuum device may be used to prime the pump. When handling liquids of high viscosity, foot valves are usually not required because liquid is retained within the clearances and acts as a seal when the pump is restarted. However, before the initial start of a rotating type positive displacement pump, some of the liquid to be pumped should be introduced through the discharge side of the pump to set the rotating element.

INITIAL START-UP. If the pump has been in storage the bearing covers should be removed, and the bearings should be flushed with clean kerosene or solvent and thoroughly cleaned in accordance with manufacturer instructions. They should then be filled with new lubricant.

With the coupling disconnected, the driver should be tested again for correct direction of rotation. Generally an arrow on the pump casing indicates the correct rotation, and the pump can be "bumped" over for a final test. Furthermore, it must be possible to rotate the rotor of a centrifugal pump by hand. If the rotor is bound or even drags slightly, do not operate the pump until the cause of the trouble is determined and corrected.

STARTING AND STOPPING PROCEDURES. The necessary steps in the starting of a centrifugal pump will depend on its type and the service on which it is installed. For example, standby pumps are generally held ready for immediate starting. The suction and discharge gate valves are held open, and reverse flow through the pump is prevented by the check valve in the discharge line.

The methods followed in starting are greatly influenced by the shape of the power-capacity curve of the pump. High and medium head centrifugal pumps have power curves that rise from zero flow to the normal capacity condition. Such pumps should be started against a closed discharge valve to reduce the starting load on the driver. A check valve is equivalent to a closed valve for this purpose, as long as another pump is already on the line. The check valve will not lift until the pump being started comes up to a speed sufficient to generate a head high enough to lift the check valve from its seat. If a pump is started with a closed discharge valve, the recirculation bypass line must be open to prevent overheating.

Low head, mixed flow and propeller type pumps have power curves that rise sharply with a reduction in capacity. They should be started with the discharge valve wide open against a check valve, if required, to prevent backflow. For a motor-driven pump with a shut-off horsepower (at high flow and low head) that does not exceed the safe motor horsepower, and that is to be started against a closed gate valve, the starting procedure would be as follows.

1. Prime the pump, opening the suction valve, closing the drains, and so on, to prepare the pump for operation.
2. Open the valve in the cooling water supply to the bearings, where applicable.
3. Open the valve in the cooling water supply if the stuffing boxes are water cooled.

4. Open the valve in the sealing liquid supply if the pump is so fitted.
5. Open the valve in the recirculating line if the pump should not be operated against dead shut off for extended periods.
6. Start the motor.
7. Open the discharge valve slowly.
8. Observe the leakage from the stuffing boxes and adjust the sealing liquid valve for proper flow to ensure the lubrication of the packing. If the packing is new, do not tighten up on the gland immediately, but let the packing run in before reducing the leakage through the stuffing boxes
9. Check the general mechanical operation of the pump and motor.
10. Close the valve in the recirculating line once there is sufficient flow through the pump to prevent overheating

If the pump is to be started against a closed check valve with the discharge valve open, the steps would be the same, except that the discharge valve would be opened some time before the motor is started. In cases where the cooling water to the bearings and the sealing water to the seal cages are provided by the pump itself, the steps listed for the cooling and sealing supply are omitted.

Just as in starting a pump, the stopping procedure depends on the type and service of the pump. Generally, the steps followed to stop a pump which can operate against a closed valve would be

1. Open the valve in the recirculating line
2. Close the discharge valve.
3. Stop the motor
4. Open the warm-up valve if the pump is to be kept up to operating temperature.
5. Close the valve in the cooling water supply to the bearings and to water-cooled stuffing boxes.
6. If the sealing liquid supply is not required while the pump is idle, close the valve in this supply line.
7. Close the suction valve, open the drain valves, and so on, as required by the particular installation or if the pump is to be opened up for inspection.

If the pump is a type which does not permit operation against a closed valve, Steps 2 and 3 are reversed. Most of the steps listed for starting and stopping centrifugal pumps equally apply to positive displacement pumps. There are, however, a few notable exceptions:

- *Never operate a positive displacement pump against a closed discharge*. If the gate valve on the discharge must be closed, always start a positive displacement pump with the recirculation bypass valve open, and
- Always open the steam cylinder drain cocks of a steam reciprocating pump before starting, to allow condensate to escape and to prevent damage to the cylinder heads.

MAINTENANCE

Because of the great variety of pump types, sizes, designs and construction materials, the manufacturer's instruction books must

- be carefully studied before any attempt is made to service any particular pump.

INSPECTIONS

Daily inspection. When operators are on constant duty, hourly and daily inspections should be made, and any irregularities in the operation of a pump should be reported immediately. This applies particularly to changes in the sound of a running pump, abrupt changes in bearing temperatures, and stuffing box leakage. Again, manufacturer's recommendations should be followed. A check of the pressure gauges and the flowmeter, if installed, should be made hourly. If recording instruments are provided, a daily check should be made to determine whether the capacity, pressure, or power consumption indicate that further inspection is required.

Semi-annual inspection. The free movement of stuffing box glands should be checked semi-annually, gland bolts should be cleaned and oiled, and the packing should be inspected to determine whether it requires replacement. The pump and driver alignment should be checked and corrected if necessary. Oil-lubricated bearings should be drained and refilled with fresh oil. Grease lubricated bearings should be checked to see that they contain the correct amount of grease, and that it is still of suitable consistency.

Annual inspection. A thorough inspection should be made once a year. In addition to the semi-annual procedure, bearings should be removed, cleaned, and examined for flaws. The bearings' housings should be carefully cleaned. Anti-friction bearings should be examined for scratches and wear. Immediately after cleaning and inspection, anti-friction bearings should be coated with oil or grease.

The packing should be removed and the shaft sleeves—or shaft, if no sleeves are used—should be examined for wear. When the coupling halves are disconnected for the alignment check, the vertical shaft movement of a pump with sleeve bearings should be checked at both ends with the packing removed. Any vertical movement exceeding 150% of the original clearance requires an investigation to determine the cause. The end play allowed by the bearings should also be checked. If it exceeds that recommended by the manufacturer, the cause should be determined and corrected.

All auxiliary piping, such as drains, sealing-water piping, and cooling water piping should be checked and flushed. Auxiliary coolers should be flushed and cleaned. The pump stuffing boxes should be repacked, and the pump and driver should be realigned and reconnected. All instruments and flow metering devices should be recalibrated, and the pump should be tested to determine whether proper performance is being obtained. If internal repairs are made, the pump should again be tested after completion of the repairs.

COMPLETE OVERHAUL. The frequency of complete pump overhauls will depend on the pump service, the pump construction and materials, the liquid handled, and an evaluation of the costs of overhaul versus the cost of power losses resulting from increased clearances or of unscheduled downtime. Some pumps on very severe service may need a complete overhaul monthly, while other applications may require overhauls only every 2 to 4 years, or less.

A pump should not be opened for inspection unless either pump performance has fallen off significantly, noise or driver over-

load indicates trouble, or past experience with the pump or with similar equipment on similar service indicates that overhaul is necessary. The relative complexity of the repairs, the facilities available at the site, and other factors will dictate whether the necessary repairs will be carried out at the installations or at the pump manufacturer's plant.

SPARE AND REPAIR PARTS. The severity of the service in which a pump is used will determine, to a great extent, the minimum number of spare parts which should be carried in stock at the site of an installation. Unless prior experience is available, the pump manufacturer should be consulted on this subject. As insurance against delays, spare parts should be purchased at the time the order for the complete unit is placed. Depending on the contemplated methods of overhaul, certain replacement parts may have to be supplied either oversized or undersized instead of the same size used in the original unit.

When ordering spare parts after a pump has been in service, the manufacturer should always be given the pump serial and model numbers, as well as the size stamped on the nameplate. This information is essential in identifying the pump exactly and in furnishing repair parts of correct size and material.

RECORD KEEPING. Individual pump maintenance cards containing a complete record of all the items requiring attention should be prepared during each semi-annual and annual inspection program. These cards should also contain space for comments and observations on the conditions of the parts to be repaired or replaced, on the rate and appearance of the wear, and on the repair methods followed. In many cases it is advisable to take photographs of badly worn parts before they are repaired.

Complete records of the cost of maintenance and repairs always should be kept for each individual pump, together with a record of its operating hours. A study of these records will generally reveal whether a change in materials or even a minor change in construction is warranted.

TROUBLESHOOTING. Pump operating troubles may be either of a hydraulic or of a mechanical nature. When experiencing hydraulic problems, a pump may fail to deliver liquid, it may deliver an insufficient capacity or develop insufficient pressure, or it may lose its prime after starting. If the troubles are mechanical, it may consume excessive power; symptoms of mechanical difficulties may develop at the stuffing boxes or at the bearings, or vibration, noise, or breakage of some pump parts may occur.

There is an interdependence between both types of pump troubles. For example, increased wear at the running clearances is a mechanical problem, but it will result in a reduction of the net hydraulic capacity without necessarily causing a mechanical breakdown or even excessive vibration. As a result, it is most useful to classify symptoms and causes separately, and to list for each symptom a schedule of potential contributory causes.

REFERENCES

- 1 "Pump Handbook," Karassik, I J., *et al* (Eds.), McGraw-Hill Book Co., New York (1976)
- 2 "Wastewater Treatment Plant Design" Manual of Practice No. 8, Water Pollut. Control Fed., Washington, D C (1977)

3. "Operation of Wastewater Treatment Plants -- Manual of Practice No. 11," Water Pollut. Control Fed., Washington, D.C. (1976)
4. "Hydraulic Handbook," Colt Ind., Fairbanks Morse Pump Div., Kansas City (1974)
5. Anti-Friction Bearing Manufacturers Assoc., 1235 Jefferson-Davis Hwy., Suite 300, Arlington, Va. 22202.



**FACULTAD DE INGENIERIA U.N.A.M.
DIVISION DE EDUCACION CONTINUA**

**CURSOS INSTITUCIONALES
COMISIÓN DEL AGUA DEL ESTADO DE MEXICO**

SELECCIÓN Y APLICACIÓN DE EQUIPOS DE BOMBEO
Del 5 al 9 de julio de 1999.

*Selección de Equipos de Bombeo para Lodos en Plantas Potabilizadoras y de
Tratamiento de Aguas Residuales*

Ing. Constantino Gutiérrez Palacios
Ing. Enrique Heras Herrera
Palacio de Minería
1999.

de métodos eficaces de recuperación de productos puros permitirá el reciclado del agente de precipitación, la reducción del coste de los productos químicos y la minimización del problema de la eliminación. Se confía que tales métodos serán desarrollados en los próximos años, como resultado de la continua expansión del uso del tratamiento químico.

11.7. BOMBEO DE FANGOS Y ESPUMAS

El fango producido en las plantas de tratamiento de agua residual debe transportarse de un punto a otro de la planta en condiciones que van desde un fango o espuma muy líquidos hasta un fango espeso. Para cada tipo, se necesita un método de transporte o una bomba distintos.

11.7.1. Bombas

Los tipos de bomba utilizados para el transporte del fango son: de émbolo, de cavidad helicoidal, centrífuga y de torbellino.

Bombas de émbolo. Muy utilizadas en la práctica, han dado buenos resultados. Las ventajas de las bombas de émbolo son las que se indican seguidamente.

1. La acción pulsatoria tiende a concentrar el fango en los cuencos antes de las bombas.
2. Son adecuadas para alturas de aspiración hasta 3 m y son autocebantes.
3. Pueden obtenerse bajos caudales de bombeo con grandes aberturas de la lumbrera.
4. Son muy seguras en lo que se refiere al caudal a bombear a menos que algún objeto impida que las válvulas de retención se ajusten en posición.
5. Tienen capacidad constante y ajustable, a pesar de grandes variaciones en la altura de bombeo.
6. Pueden trabajar con grandes alturas.
7. Pueden bombearse grandes concentraciones de sólidos si se diseña el equipo para las condiciones de trabajo.

Las bombas de émbolo se fabrican en modelos simple, doble y triple con capacidades de 150 a 230 l/min por pistón aunque existen otras aún mayores. Las velocidades de esta bomba oscilan entre 40 y 50 rpm, debiéndose proyectar las bombas para una altura mínima de 24 m, ya

que las acumulaciones de grasa en las tuberías de fangos causan, con el uso, un aumento progresivo de la altura. La capacidad disminuye al acortar la carrera del pistón; sin embargo, las bombas parecen funcionar tanto mejor cuanto más completa es la carrera. Por esta razón, a muchas bombas se les dota con transmisiones de paso variable de correa en V para el control de la capacidad por medio de la velocidad.

Bombas de cavidad helicoidal. La bomba Moyno (nombre comercial) de cavidad helicoidal se viene utilizando con éxito, especialmente con fango concentrado. La bomba se compone de un rotor de rosca única que funciona con un mínimo de separación en una hélice de goma de doble rosca. Es autocebante a alturas de aspiración de hasta 8,5 m; se encuentra en capacidades de hasta 1325 l/min y permite el paso de sólidos de hasta 2,85 cm de diámetro.

Centrífugas. El problema de las bombas centrífugas es obtener una bomba suficientemente grande para que pasen los sólidos sin atascarse y que posea una capacidad lo bastante pequeña para evitar el bombeo de un fango diluido por grandes cantidades del agua residual sobrenadante. En ocasiones, se han utilizado bombas centrífugas de diseño especial para bombear fangos primarios en las plantas grandes. Puesto que la capacidad de una bomba centrífuga varía con la altura, que generalmente se especifica lo bastante grande para que las bombas puedan ayudar en la operación eventual de desague de los tanques, las bombas tienen un considerable exceso de capacidad en condiciones normales. El estrangular la descarga para reducir la capacidad no resulta práctico por las frecuentes detenciones en su funcionamiento: de aquí que sea absolutamente esencial que estas bombas estén equipadas con variadores de velocidad.

Las bombas centrífugas del tipo impulsor sin paletas se han utilizado en cierta medida y, en algunos casos, se han preferido a las bombas de tornillo o de émbolo. Las bombas sin paletas tienen una capacidad de, aproximadamente, la mitad de las bombas convencionales inatascables del mismo tamaño nominal y, por consiguiente, se acercan más a las necesidades hidráulicas. El diseño de la bomba imposibilita casi totalmente el atascamiento en la aspiración del impulsor.

Bombas de vórtice o torbellino. Este tipo de bomba, que utiliza un impulsor totalmente ranurado, es muy eficaz para transportar fangos. El tamaño de las partículas que pueden manipular se ve sólo limitado por el diámetro de las válvulas de succión o descarga. El impulsor giratorio produce un torbellino en el fango, de forma que la principal fuerza propulsora es el mismo líquido.

11.7.2. Determinación de la pérdida de carga

La pérdida de carga que se produce en el bombeo de fangos depende fundamentalmente de la velocidad del flujo y de la naturaleza del material que se bombea. Cuando el número de Reynolds para el flujo de fango sea superior a 5000, las pérdidas de carga serán casi las mismas que las del agua. En tubería de diámetros de 150 a 300 mm y número de Reynolds de 5000, la turbulencia tiene lugar a unos 1,5 o 1,8 m/s. Con velocidades inferiores a 1,5 m/s, existen condiciones de flujo laminar o de transición y, debido a las propiedades del fango, se ha comprobado que no pueden utilizarse las ecuaciones convencionales de pérdida de carga. Para determinar la pérdida de carga en un flujo laminar se recomienda el uso de la figura 11.17. Por medio de esta figura, se obtiene el factor *k* para un contenido de humedad y tipo de fango dados. La pérdida de carga para el bombeo de fango se determina multiplicando la pérdida de carga con agua por *k*. En el caso de flujo turbulento, las pérdidas de carga para fangos digeridos, activados y de filtros percoladores son del 10 al 25 % mayores que las correspondientes al agua; mientras que las pérdidas con fango primario y mezclas de primario y otros fangos pueden ser dos a cuatro veces más que las del agua. Se ha podido comprobar que

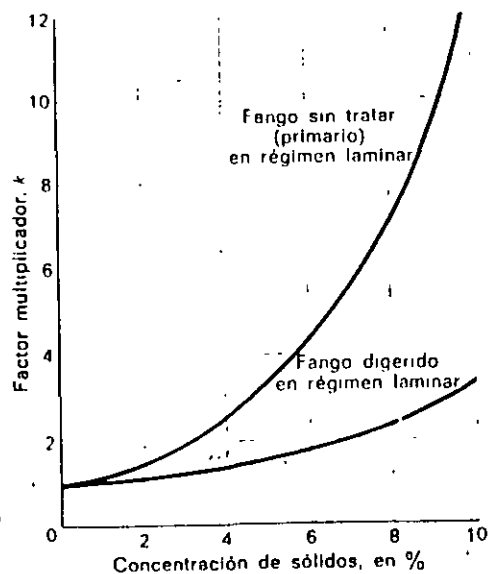


Fig. 11.17. Curvas que relacionan el factor de multiplicación de la pérdida de carga para diferentes tipos de fangos y contenidos de humedad

las pérdidas de carga aumentan al aumentar el contenido de sólidos y contenido volátil, y al disminuir las temperaturas. Cuando el producto del contenido en materia volátil por el de sólidos expresados ambos en tanto por ciento, excede de 600, se tropezará con algunas dificultades al bombear fangos. El cálculo de la pérdida de carga al bombear fango en régimen laminar se ilustra en el ejemplo 11.5.

EJEMPLO 11.5. Pérdida de carga en el bombeo de fango

Se ha de bombear fango desde un tanque de sedimentación primaria a un espesador. La diferencia de cota entre ambos es de 6 m y se necesita una tubería de 60 m y 200 mm para conectarlos entre sí. Determinése la potencia necesaria para bombear el fango y la presión que deberá mantenerse a la salida de la bomba si se tiene una presión de 0,14 kg/cm² en la entrada. El fango ha de bombearse a una velocidad de 0,75 m/s. Supóngase que tiene un contenido de humedad del 92 % y un peso específico de 1,03.

Solución

- Utilizando la fórmula de Darcy-Weisbach (ec. 3.18), se calcula la pérdida de carga como si el fango fuese agua, suponiendo un valor de $f = 0,020$.

$$h_L = f \frac{LV^3}{D 2g}$$

$$h_L (\text{agua}) = \frac{0,02(60)(0,75)^3}{0,2(2)9,8} = 0,17 \text{ m}$$

- Se determina el valor de *k* según la figura 11.17 y se calcula la pérdida de carga al bombear el fango.

$$k = 7,3$$

$$h_L (\text{fango}) = 0,17(7,3) = 1,25 \text{ m}$$

- Cálculo de la altura total de bombeo.

$$H = 6 + 1,25 = 7,25 \text{ m de fango}$$

A esta cantidad, deberá añadirse una tolerancia para las pérdidas en las válvulas, codos, y otros accesorios. Supóngase que esto implica otros 0,6 m, por lo que la altura total de bombeo es de 7,85 metros.

- Cálculo de potencia requerida para bombear el fango suponiendo un rendimiento de la bomba del 65 %.

$$CV = \frac{Q \gamma (\text{peso específico}) (h)}{\text{rend.} (75)}$$

$$Q = 0,0314(0,75) = 0,023 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$CV = \frac{0,023 \text{ m}^3/\text{s} (1,03 \text{ kg}/\text{dm}^3) 10^3 \text{ dm}^3/\text{m}^3 (7,85 \text{ m})}{0,65(75 \text{ kgm}/\text{CV})} = 3,81 \text{ CV}$$

5. Cálculo de la presión de descarga a la salida de la bomba.

$$\text{Presión} = 0,14 \text{ kg/cm}^2 + 785 \text{ cm} (1,03 \text{ kg/dm}^3) 10^{-3} \text{ dm}^3/\text{cm}^3 = 0,95 \text{ kg/cm}^2$$

Otro método para calcular la pérdida de carga en condiciones de régimen laminar fue ideado por Babbit y Caldwell,^{1, 2} basándose en los resultados de estudios teóricos y experimentales. Presentada en forma de ecuaciones, la pérdida de carga al bombear fango se considera que depende de las propiedades plásticas de un fluido no newtoniano. Aunque este método es teóricamente seguro, la elección de los parámetros adecuados según los datos disponibles para su inclusión en las ecuaciones presentadas es difícil. Para mayor información sobre este método, el estudiante deberá consultar el trabajo original² y la bibliografía sobre este tema.

En las plantas de tratamiento, las conducciones convencionales de fangos no deberán ser inferiores a 150 mm de diámetro (se han usado con resultado satisfactorio tuberías revestidas de vidrio, de menor diámetro) ni necesitan ser mayores de 200 mm a menos que la velocidad exceda 1,5-1,8 m/s en cuyo caso la tubería se dimensiona para mantener dicha velocidad. Es una práctica corriente instalar varias tapas de inspección en forma de cruces en vez de codos, de manera que las tuberías puedan limpiarse con varillas si fuese necesario. Las conexiones de la bomba no tendrán menos de 100 mm de diámetro.

La grasa tiene una tendencia a cubrir el interior de la tubería utilizada para transportar el fango primario y espuma. Ello da como resultado una disminución del diámetro efectivo y un gran aumento en la altura manométrica. Por esta razón, las bombas de desplazamiento positivo y baja capacidad se diseñan para alturas muy superiores a las teóricas. Las bombas centrífugas, con su capacidad mayor, suelen bombear un fango más diluido que a veces contiene parte de agua residual y el incremento de altura debido a acumulaciones de grasa parece producirse más lentamente. Algunas plantas disponen de equipo para fundir la grasa haciendo circular agua caliente o vapor a lo largo de las principales conducciones de fango.

En las plantas de tratamiento, las pérdidas por rozamiento son bajas (véase ejemplo 11.5) y no existe dificultad alguna en proporcionar un amplio factor de seguridad. En el proyecto de largas conducciones de fangos que transporten sólidos de una a otra planta para su tratamiento posterior, o que descarguen fango digerido en el mar, las pérdidas totales por rozamiento pueden exceder de 7 kg/cm² y deberán calcularse con mucho cuidado. Para resolver estos problemas, se recomienda al técnico que consulte la bibliografía sobre diseño y datos operacionales de conducciones largas de fangos.¹²

11.7.3. Aplicación de bombas a los diversos tipos de fango

Los tipos de fango que se bombean son: primarios, químicos, de filtros percoladores y activados, elutriados, espesados y concentrados. También deberá bombearse la espuma que se acumula en distintos puntos de una planta de tratamiento.

Fangos primarios. Normalmente conviene obtener un fango tan concentrado como se pueda de los tanques primarios. Esto se suele conseguir recogiendo el fango en cuencos y bombeando intermitentemente, dejando que el fango se recoja y consolide entre los períodos de bombeo. El carácter del fango primario sin tratar (véase capítulo 13) variará mucho, según las características de los sólidos en el agua residual, tipos de instalaciones y su rendimiento, y, en el caso en que se siga un tratamiento biológico, la cantidad de sólidos añadida procedente de:

1. Líquido sobrenadante de los tanques de digestión.
2. Fango activado purgado.
3. Humus de los tanques de sedimentación a continuación de los filtros percoladores.
4. Líquido sobrenadante de tanques de elutriación de fango.

El carácter del fango primario es tal que no pueden usarse bombas inatascables convencionales. Las bombas de émbolo se han usado bastante con fangos primarios. También se han empleado bombas centrífugas, sin paletas y de torbellino.

Fango de precipitación química. El fango procedente de precipitaciones químicas suele manipularse de igual modo que el fango primario.

Fangos activados y de filtros percoladores. El fango procedente de filtros percoladores es, por lo general, de un carácter homogéneo tal que puede fácilmente bombearse indistintamente con bombas centrífugas inatascables o de émbolo.

El fango activado de retorno es diluido y contiene solamente sólidos finos, de modo que se bombea con facilidad con bombas centrífugas inatascables, que funcionan a baja velocidad porque la altura de bombeo es baja y para no romper el carácter flocculento del lodo.

Fango elutriado, espesado y concentrado. Las bombas del émbolo se utilizan con frecuencia para fangos concentrados con el fin de poder vencer las elevadas pérdidas de carga debidas a la fricción en las tuberías

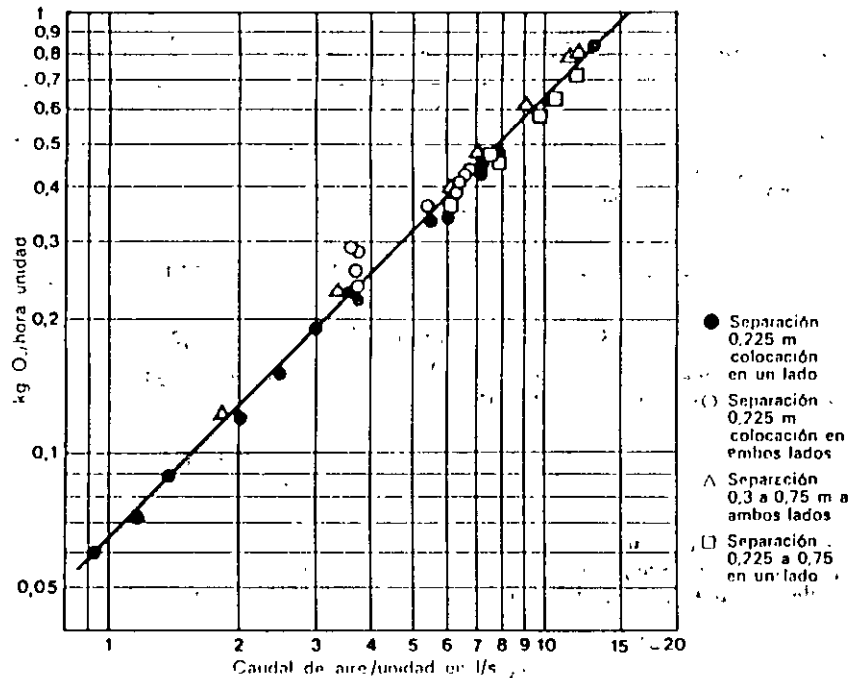


Fig. 12.14. Transferencia de oxígeno de spargers en agua

producidas, de la profundidad de la submergencia y otros factores ya explicados en el capítulo 9. Por lo general, varía del 5 al 15%, siendo probable un 8% para los difusores porosos de tubo y el 6% para los difusores de burbujas grandes.²

La cantidad de aire utilizada por kilogramo de DBQ eliminado varía mucho de una a otra planta, existiendo cierto riesgo al comparar el uso del aire en distintas plantas, no sólo por los factores antes mencionados, sino también por las diferentes cargas, criterios de control y procedimientos operatorios. La aplicación de caudales de aire sumamente elevados a un lado del tanque puede disminuir la eficiencia de la transferencia de oxígeno e incluso reducir la transferencia neta de oxígeno al aumentar las velocidades de circulación. El resultado de todo ello será un tiempo menor de residencia de las burbujas de aire así como la creación de burbujas mayores con menor superficie de transferencia.²⁰

Soplantes. Son dos los tipos de soplantes más usados: las rotativas de desplazamiento positivo, y las centrífugas (véase figura 12.15). Las soplantes centrífugas son casi universalmente utilizadas cuando la capa-

unidad es igual o superior a 425 m³/min de aire libre. Las presiones de descarga oscilan entre 0,5 y 0,65 kg/cm². El tipo preferido es de dos fases con conexión directa a un motor de inducción de jaula de ardilla de 3580 rpm. Unidades de este tipo son fabricadas por Elliott, Ingersoll-Rand, Allis Chalmers, Roots-Connersville, DeLaval, y Brown-Boveri de Suiza. Sin embargo, no todos los modelos fabricados por estas firmas son comparables dentro de una categoría dada. Las soplantes emiten un ruido agudo de gran alcance que se transmite al sistema de conducción y que puede resultar muy desagradable, especialmente en las tuberías de poco peso, a menos que se instalen silenciadores en la entrada y salida.

Las soplantes centrífugas tienen una curva caudal-altura similar a la de una bomba centrífuga de baja velocidad específica. La presión de descarga se eleva desde el punto de cierre hasta un máximo de aproximadamente el 50% de la capacidad y desciende seguidamente. El punto de funcionamiento viene definido, como en el caso de una bomba centrífuga, por la intersección de la curva caudal-altura y la curva del sistema.

Debe señalarse que se producirán pulsaciones (fenómeno en el que la soplante funciona alternativamente a capacidades cero y 100 acompañado de vibración y sobrecalentamiento) si se estrangula la soplante en

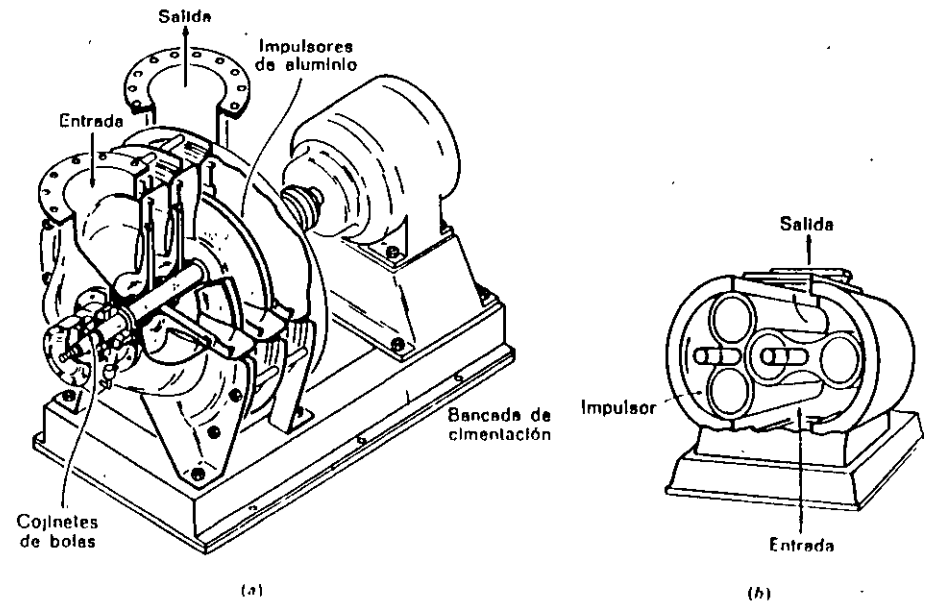


Fig. 12.15. Soplantes típicas empleadas en sistemas de difusión de aire: a) centrífuga (de Hoffman), y b) de desplazamiento positivo (de Roots-Connersville)

el lado de la descarga o bien si se ajustan las válvulas de aire en los tanques de aireación a una capacidad igual o menor que la capacidad en la cresta de la curva de caudal-altura. La pulsación puede evitarse instalando una derivación a la atmósfera dispuesta de modo que se abran en el momento de arranque y que el flujo de aire sea siempre menor que el existente en el punto de pulsación.

Las soplantes, mediante el pago de un precio extra, pueden adquirirse con aletas ajustables que permiten un control económico de la capacidad disminuyendo la curva de descarga. Si no estuviesen equipados con este dispositivo, deberán tener una válvula en la aspiración que pueda regularse durante el arranque y que también sirva para el control de la capacidad de la soplante.

La curva de caudal-altura (metros de aire en relación con metros cúbicos por minuto de aire libre) de una soplante totalmente abierta es una curva definida: exactamente igual que la curva de una bomba. El aire libre se define como aire en las condiciones que existan en la entrada de la soplante. El aire en condiciones normales se define, dentro de este tipo de trabajo, como aire a una temperatura de 20 °C, una presión absoluta de 1 atmósfera y una humedad relativa del 36 %. El aire en condiciones normales tiene un peso específico de 1,3 kg/m³. Puesto que la presión desarrollada es igual a $\gamma_a H$ y el peso específico del aire γ_a varía a nivel del mar desde 1,244 kg/m³ a 10 °C hasta 1,16 kg/m³ a 30 °C (véase tabla 12.5), tanto la presión desarrollada como el caudal de aire (o metros cúbicos por minuto en condiciones normales) variará según las condiciones de entrada. En consecuencia, las soplantes se seleccionarán de forma que posean la capacidad adecuada para un día caluroso de verano e irán provistas de un motor con la potencia necesaria para el clima más crudo del invierno. La potencia máxima puede reducirse mediante estrangulación en caso de temperaturas extremas.

Tabla 12.5. Valores típicos del peso específico del aire ambiente* (en kg/m³)

Altitud, m	Presión, kg/cm ²	Temperatura		
		10 °C	20 °C	30 °C
0	1,033	1,244	1,202	1,160
300	0,998	1,2022	1,160	1,123
600	0,963	1,157	1,117	1,080
1200	0,892	1,074	1,038	1,001

* Humedad relativa, 36 %. Para otras condiciones de presión y temperatura, γ_a viene dada por la ley de los gases perfectos.

La potencia al freno (pf) para la compresión adiabática se expresa por la ecuación 12.9:

$$CV = \frac{wRT_1}{75ne} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^n - 1 \right] \quad [12.9]$$

donde w = peso del flujo aire, kg/s,

R = constante de los gases (aire) = 29,27 m³/°K

T_1 = temperatura absoluta entrada, °K

p_1 = presión absoluta de entrada, kg/cm²

p_2 = presión absoluta de salida

$n = (k - 1)/k = 0,283$ para el aire

$k = 1,395$ para aire

e = eficiencia (el intervalo usual para soplantes es de 70 a 80).

La aplicación de la ecuación 12.9 se ilustra en el ejemplo que seguidamente se expone:

EJEMPLO 12.2. Potencia necesaria para una soplante

Determinese la potencia de la soplante y el volumen de aire libre requeridos para aportar 95 m³ por minuto de aire a una presión de descarga de 0,56 kg/cm². La temperatura ambiente del aire es de 30 °C y la planta está situada a nivel del mar (760 mm Hg). Supóngase que la eficiencia de la soplante es del 70 %.

Solución

1. Determinese el peso del flujo de aire a 30 °C:

$$\text{Volumen del aire a } 30 \text{ °C} = \frac{273 + 30}{273 + 20} (95 \text{ m}^3/\text{min}) = 98,24 \text{ m}^3/\text{min}$$

Según la tabla 12.5, la densidad a 30 °C y 1,033 kg/cm² es 1,160 kg/m³. Por tanto, el peso del flujo de aire será:

$$w = 98(\text{m}^3/\text{min}) / 60(\text{min/s}) \cdot 1,16(\text{kg/m}^3) = 1,9 \text{ kg/s}$$

(nota: $95/60(1,202) = 1,9 \text{ kg/s}$)

2. Determinese la potencia requerida utilizando la ecuación 12.9.

$$CV = \frac{wRT_1}{75ne} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^n - 1 \right]$$

$$CV = \frac{(1,9)\text{kg/s}(29,27)\text{m}^3/\text{°K}(273 + 30)\text{°K}}{75(0,283)0,7} \left[\left(\frac{0,56 + 1,033}{1,033} \right)^{0,283} - 1 \right] = 147,9$$

Si se requieren capacidades menores de 425 m³/min por unidad, se suelen utilizar compresores de desplazamiento positivo giratorios del tipo

8. Determinación de la pérdida de carga utilizando la ecuación 12.11:

$$h_f = 0,017 \frac{300}{0,38} 0,0091 = 0,122 \text{ m de agua}$$

Las pérdidas en codos, tuberías en T, válvulas, etc., pueden calcularse como una fracción de la altura cinética utilizando los valores de K normalmente utilizados en los manuales hidráulicos. Las pérdidas en los medidores de caudal pueden estimarse como una fracción de la altura diferencial, según el tipo de medidor. Las pérdidas en los filtros de aire, silenciadores de las soplantes y válvulas de retención se obtendrán de los fabricantes para su valoración. Las pérdidas en los filtros de aire oscilan de 1,25 a 5 cm, pero pueden ser superiores en algunos tipos de filtros. Las pérdidas en las válvulas de retención variarán de 2 cm a 15 y 20 cm, según el tipo de construcción e instalación. Las pérdidas en los silenciadores variarán de 1,25 a 2,5 cm por silenciador en el caso de soplantes centrífugas y de 15 a 20 cm por silenciador para las utilizadas con soplantes giratorias de desplazamiento positivo.

La presión de descarga en las soplantes será la suma de las pérdidas citadas, la profundidad del agua sobre los difusores y la pérdida a través de éstos. Las pérdidas en los difusores se determinan por las curvas de calibración facilitadas por los fabricantes y varían de 10 a 45 cm. Para asegurar una distribución uniforme del aire, la pérdida del difusor a caudal mínimo de aire no deberá ser inferior a 10 cm. A la entrada de los tubos se instala un orificio de control para aumentar las pérdidas. Conviene añadir una tolerancia de 15 a 20 cm para la obturación de los tubos y difusores de burbujas grandes. En el caso de difusores de placa, esta tolerancia se aumentará de 0,035 a 0,07 kg/cm².

12.1.4. Diseño de aireadores mecánicos

Se utilizan frecuentemente dos tipos de aireadores mecánicos: de superficie y de turbina (véase la figura 12.16). En el primero de ellos, el oxígeno introducido proviene del de la atmósfera, mientras que en el segundo el oxígeno se introduce como en el caso anterior o bien en el fondo del tanque. En cualquier caso, la acción del aireador y la de la turbina ayudan a mantener mezclados los contenidos del tanque de aireación.

Aireadores de superficie. Los aireadores mecánicos de superficie son los más sencillos de los sistemas de aireación. Pueden construirse en tamaños de 1 a 100 CV. Consisten en rotores sumergidos total o parcialmente, montados en el centro del depósito de aireación y que agitan energíca-