

93



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE QUIMICA

DIFERENCIAS EN EL COMPORTAMIENTO HIDRAULICO ENTRE BOMBAS CENTRIFUGAS Y BOMBAS ROTATORIAS DE ENGRANES INTERNOS (DESPLAZAMIENTO POSITIVO)

T E S I S
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:
INGENIERO QUIMICO
P R E S E N T A :
FRANCISCO JAVIER ILLESCAS MARTINEZ



290073



MEXICO, D. F.

2001

EXAMENES PROFESIONALES FACULTAD DE QUIMICA



Universidad Nacional  
Autónoma de México



**UNAM – Dirección General de Bibliotecas**  
**Tesis Digitales**  
**Restricciones de uso**

**DERECHOS RESERVADOS ©**  
**PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

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

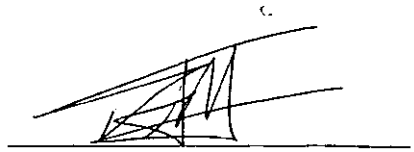
El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición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

PRESIDENTE: PROF. CLAUDIO ARMANDO AGUILAR MARTÍNEZ  
VOCAL: PROF. HÉCTOR MÉNDEZ FREGOSO  
SECRETARIO: PROF. MAYO GINES MARTÍNEZ KAHN  
1er. SUPLENTE: PROFRA. MARTHA IMELDA MORENO BRAVO  
2do. SUPLENTE: PROF. ALEJANDRO RUBIO MARTÍNEZ

SITIO DONDE SE DESARROLLO EL TEMA: BIBLIOTECAS DE LAS  
FACULTADES DE QUÍMICA E INGENIERÍA.



I.Q. MAYO GINES MARTÍNEZ KAHN  
ASESOR DEL TEMA



FCO. JAVIER ILLESCAS MARTINEZ  
SUSTENTANTE

# Indice General

INTRODUCCIÓN.....	I
-------------------	---

## CAPITULO 1. CLASIFICACIÓN DE LAS BOMBAS

1.1 Clasificación del Instituto de Hidráulica .....	2
1.2 Bombas cinéticas .....	4
1.3 Bombas de desplazamiento positivo .....	4

## CAPITULO 2. BOMBAS CENTRIFUGAS

2.1 Definición de bomba centrífuga .....	8
2.2 Configuración mecánica y comportamiento de una bomba centrífuga .	8
2.3 Componentes internos de una bomba centrífuga .....	9
2.4 Factores hidráulicos de un sistema .....	12
2.5 NPSH "Net Positive Suction Head", Carga Neta Positiva de Succión	18

## CAPITULO 3. BOMBAS ROTATORIAS DE ENGRANES INTERNOS

3.1 Definición de bomba rotatoria de engranes internos .....	22
3.2 Consideraciones generales y comportamiento de una bomba rotatoria de engranes internos .....	23
3.3 Componentes internos de una bomba rotatoria de engranes internos .	25
3.4 Fundamento hidráulico para bombas rotatorias de engranes internos	28

## CAPITULO 4. CURVAS DE OPERACIÓN

4.1 Factores necesarios para el diseño de las bombas centrífugas .....	33
4.2 Curvas de comportamiento de bombas centrífugas .....	35
4.3 Curvas del sistema .....	37
4.4 Selección de bombas centrífugas .....	41
4.5 Leyes de afinidad .....	43

4.6	Antecedentes de operación de las bombas rotatorias de engranes internos .....	44
4.7	Curvas de comportamiento de bombas rotatorias de engranes internos .....	46
4.8	Consideración de las velocidades mínimas y velocidades máximas ....	50
4.9	Altura de Succión y funcionamiento de las bombas con altos vacíos ..	51
4.10	Comportamiento hidráulico de las bombas centrífugas y las bombas rotatorias de engranes internos. Curvas características .....	51

## **CAPITULO 5. ESTUDIOS DE CASO**

5.1	Proceso 1 .....	60
5.1.1	Criterios de Selección de la bomba centrífuga .....	65
5.2	Proceso 2 .....	68
5.2.1	Criterios de Selección de la bomba rotatoria .....	72

<b>CONCLUSIONES</b> .....	<b>75</b>
---------------------------	-----------

<b>APENDICE</b> .....	<b>77</b>
-----------------------	-----------

<b>BIBLIOGRAFIA</b> .....	<b>78</b>
---------------------------	-----------

# **INTRODUCCIÓN**

En las industrias de proceso se encuentran diversos equipos que cumplen funciones específicas, algunos de los más importantes son los que ayudan a transportar materias primas, productos, fluidos de proceso, etc. Desde la antigüedad, ha sido una necesidad para el hombre el manejo de líquidos, particularmente el agua, ya sea para el riego o el suministro de agua potable. Actualmente estas necesidades se han ampliado, haciendo necesario el uso de máquinas especiales y más sofisticadas; sin embargo el principio sigue siendo el mismo, mover o desplazar un líquido de un punto a otro.

Con el natural crecimiento de la industria, los procesos han cambiado junto con las necesidades de transporte de estos líquidos. Con el desarrollo de la química como una parte fundamental de nuestra vida cotidiana, los procesos que incluyen el transporte de sustancias tóxicas, corrosivas, abrasivas, y/o con una gran viscosidad, nos exigen revisar a fondo las características físicas y químicas del líquido (o fluido en general), y de las máquinas o equipos que se emplean para moverlos.

Así por ejemplo, es necesario saber cuales son las diferencias existentes entre un equipo usado para transporte de ácido sulfúrico, para transporte de miel, de asfalto, de agua de enfriamiento, de líquidos con partículas en suspensión, transporte de líquidos a altas presiones, etc. Muchas veces se tienen problemas por una mala selección y el cálculo equivocado del equipo de transporte.

Las bombas cumplen con esta función, son equipos diseñados como indica su nombre para bombear o transportar líquidos de un punto establecido a otro punto dado. Sin embargo, como todo equipo de proceso tiene diferencias y restricciones en su manejo y operación con respecto a algunos otros equipos, e inclusive entre los diferentes tipos de bombas.

El trabajo se focaliza en el análisis de dos tipos de bombas muy empleadas en la industria química y de proceso, las bombas centrífugas y las bombas rotatorias de engranes internos (bombas de desplazamiento positivo). Es muy importante hacer un análisis comparativo ya que los ingenieros químicos deben conocer las diferencias tanto hidráulicas como mecánicas en el funcionamiento de ambas bombas para posteriormente hacer una adecuada selección, que llevará a una mejor eficiencia operativa del proceso.

Así mismo se exponen varios temas, siendo el primero una pequeña introducción a los tipos de bombas existentes en la industria y señaladas por el Instituto de Hidráulica ("Hydraulic Institute", E.U.A.), y donde se encuentra la clasificación de las bombas.

Los siguientes dos capítulos explican brevemente las diferencias particulares entre cada una de las bombas, abarcando todos los aspectos teóricos relacionados con estos equipos de proceso, conceptos básicos de operación, y algunas diferencias mecánicas e hidráulicas útiles para definir su comportamiento característico.

En el capítulo de referencia a curvas de operación se analizan las variables con las cuales se trazan las gráficas correspondientes para estos equipos. Se estudian las diferencias en su representación, a qué se deben éstas y el análisis pertinente de cada una de ellas.

Se ejemplifica con dos casos y se hace un análisis comparativo de operación, para sugerir el empleo de cada tipo de bomba en particular, según sea conveniente y lo demande el proceso.

Para efectos de este trabajo no se consideró el aspecto económico involucrado en la selección de las bombas, si bien juegan un papel preponderante dentro de la selección adecuada, la presente tesis sólo analiza los aspectos hidráulicos y mecánicos de selección en un proceso.

Finalmente, se extraen de todo el trabajo conclusiones que son útiles a los ingenieros químicos en su práctica profesional.



**CAPITULO 1**  
**CLASIFICACIÓN DE LAS BOMBAS**

## 1.1 Clasificación del Instituto de Hidráulica

De acuerdo al Instituto de Hidráulica ("Hydraulic Institute", E.U.A.) las bombas se dividen en dos categorías principales: Las que operan aprovechando la energía cinética y las de desplazamiento positivo. Las bombas de energía cinética son principalmente las centrífugas y las bombas de turbina regenerativa. Las bombas de desplazamiento positivo, por otra parte, son principalmente las reciprocantes y las rotatorias.

Las bombas cinéticas imparten energía al fluido bombeado, mediante la aceleración en su paso a través de la bomba. Al salir de ésta, la energía de velocidad se convierte en energía de presión, requerida para vencer la resistencia a fluir dentro del sistema.<sup>1</sup>

Las bombas de desplazamiento positivo no imparten energía al líquido bombeado al incrementar la velocidad, la energía requerida para provocar que el fluido fluya es impartida directamente al mismo, mediante la aplicación de fuerzas de compresión a cantidades finitas de líquido durante cada ciclo de rotación, resultando en un incremento de la presión del líquido necesaria para obtener flujo.<sup>2</sup>

Estas definiciones nos dan una idea más clara de que existe una diferencia significativa entre uno y otro tipo de bomba, por ejemplo las bombas centrífugas manejan líquidos de baja densidad con velocidades altas sin considerar el tamaño de tubería, sin embargo para bombas de desplazamiento positivo que normalmente manejan líquidos con alta viscosidad, ésta sí es una consideración, así como la reducción de velocidad por el manejo de viscosidades altas, que generalmente no se considera para una bomba centrífuga.

Otra diferencia importante a considerar son las hojas de especificaciones de bombas centrífugas que se aplican a bombas de desplazamiento positivo. Esto crea confusión en la selección adecuada del equipo (bomba) para el proceso.

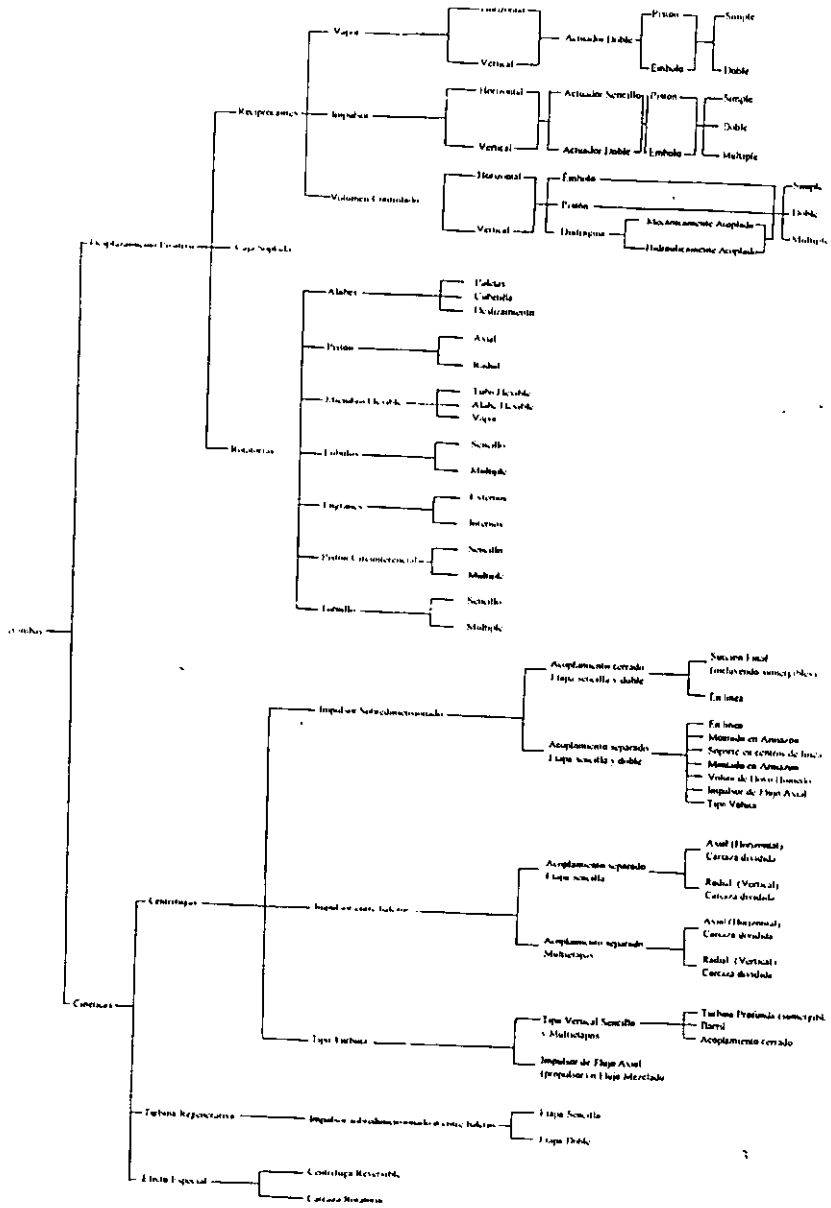
El Instituto de Hidráulica clasifica a las bombas de acuerdo a la figura que se presenta en la página 3.

Por último, en la página 4 se ejemplifican los diversos tipos de bombas cinéticas y de desplazamiento positivo más comúnmente utilizados en la industria (apartados 1.2 y 1.3 de este mismo capítulo). Para efectos de esta tesis, el análisis mostrado focaliza exclusivamente el principio de operación de cada una de las bombas, así como las diferencias en sus partes principales de construcción.

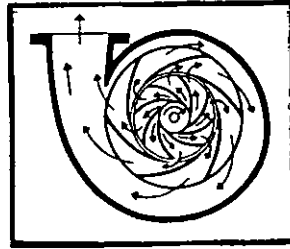
---

<sup>1</sup> Seminario de capacitación. **Bombas centrífugas y bombas de desplazamiento positivo**, Octubre de 1999. sitio web: [www.vikingpump.com](http://www.vikingpump.com).

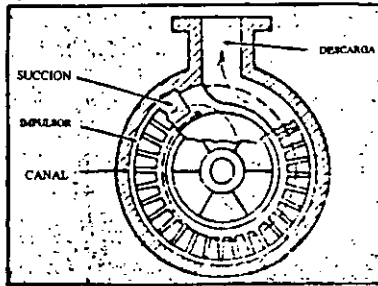
<sup>2</sup> Ibidem



## 1.2 Bombas cinéticas<sup>3</sup>

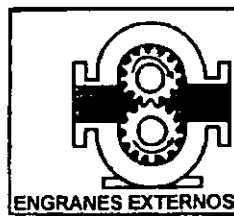


**Bombas centrífugas de tipo difusor (efecto especial).** En este tipo de bomba, los álabes direccionales estacionarios se encuentran rodeando al impulsor. Esos pasajes con expansión gradual cambian la dirección del flujo del líquido y convierten la energía de velocidad en columna de presión.



**Bombas de tipo turbina regenerativa.** La bomba produce remolinos en el líquido por medio de los álabes a velocidades muy altas dentro del canal anular en el que gira el impulsor y por ello el líquido recibe impulsos de energía.

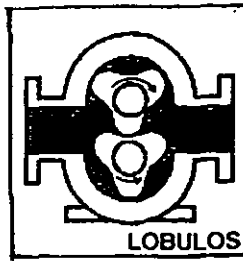
## 1.3 Bombas de desplazamiento positivo<sup>4</sup>



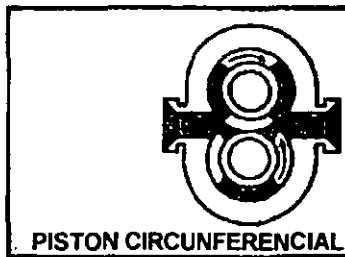
**Bombas de engranes externos.** En estas bombas los engranes pueden ser autoconducidos (esquema) o accionados por un tren externo de engranes sincronizados, por esto se elimina la necesidad del contacto entre los elementos internos.

<sup>3</sup> Hicks, T.G.: **Bombas, selección y aplicación**, C.E.C.S.A., 1994. Pp.: 23

<sup>4</sup> Seminario de capacitación. **Bombas centrífugas y bombas de desplazamiento positivo**, Octubre de 1999. sitio web: [www.vikingpump.com](http://www.vikingpump.com).



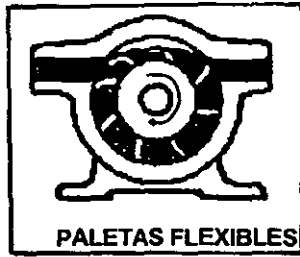
Bomba de lóbulos.- En estas bombas se tienen lóbulos que giran en sentidos opuestos manteniendo tolerancias (o claros) pequeñas entre sí y con respecto a la carcasa. El líquido es arrastrado hacia la descarga de la bomba donde los lóbulos al entrelazarse, desplazan al fluido.



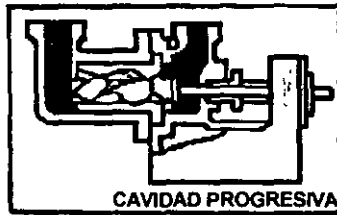
Bomba de pistón circunferencial.- A diferencia de la bomba de lóbulos los rotores no están tan cerca entre sí en el ciclo de bombeo, pero también necesitan un tren de engranaje externo sincronizado para girar los elementos en dirección contraria.



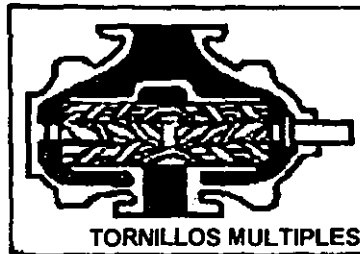
Bomba de paletas deslizantes.- Las paletas o aspas se deslizan dentro y fuera de las ranuras del rotor o de la carcasa. Pueden estar en una configuración sin balanceo, o bien en un diseño balanceado que elimina las cargas radiales de los baleros de soporte montados en el eje.



***Bomba de paletas flexibles.***- Las bombas presentan un rotor elastomérico con paletas flexibles (como lo indica su nombre), los cuales son forzados a doblarse durante la rotación, creando así la acción de bombeo.



***Bomba de cavidad progresiva.***- Este diseño presenta un rotor de tipo helicoidal simple, el cual oscila y gira dentro de una doble helicoidal (estator). Ambos tienen un ajuste muy cerrado y durante su rotación, volúmenes de líquido se atrapan entre los dos elementos y se conducen axialmente desde la succión hasta la descarga. Debido a la rotación del rotor, el movimiento concéntrico del eje de transmisión se transmite al excéntrico del rotor.



***Bomba de tornillos múltiples.***- Las hay con el diseño de dos o tres tornillos helicoidales como elementos operativos. Los tornillos (cargas hidráulicas axiales) pueden estar balanceados parcial, totalmente, o no balanceados. En algunos tipos los tornillos pueden no estar en contacto entre sí, por lo que requerirán el uso interno o externo de engranes sincronizados que los hagan girar y los mantengan con un correcto alineamiento.

**CAPITULO 2**  
**BOMBAS CENTRIFUGAS**

Las bombas de este capítulo se clasifican dentro del grupo de las bombas cinéticas y son las que más se utilizan en la industria de proceso, ya sea por la aplicación o por el tipo de servicios que esta bomba ofrece.

## 2.1 Definición de bomba centrífuga

¿Porqué son bombas centrífugas? El nombre de este tipo de bombas proviene de la fuerza que ejerce un cuerpo en movimiento en una trayectoria circular, denominada fuerza centrífuga.

En este tipo de bombas se obliga al líquido a circular del impulsor hacia las paredes de la carcasa ejerciendo una fuerza centrífuga en ésta alrededor del impulsor y que en el puerto de descarga de la bomba, donde por lo general se encuentra un manómetro, se lee como presión de descarga, también llamada columna (carga).

En otras palabras la bomba es una máquina en la cual un rotor (que para este tipo de bombas se llama impulsor) dentro de una carcasa actúa sobre un líquido proporcionándole una columna (carga) de velocidad que se convierte en presión al tiempo que el líquido deja la bomba por el puerto de descarga.<sup>1</sup>

## 2.2 Configuración mecánica y comportamiento de una bomba centrífuga<sup>2</sup>

Las bombas centrífugas, como todas las bombas de proceso, tienen diversas partes que pueden ser diferentes o iguales con las de otros tipos de bombas.

Usualmente la clasificación de las bombas centrífugas es la siguiente: De flujo mixto, flujo axial y turbina. Las principales diferencias entre cada tipo, se explican a continuación:

Mientras que en la bomba centrífuga el flujo de descarga es perpendicular a la flecha de la bomba, en la bomba del tipo flujo mixto la descarga es una mezcla de flujo radial y axial, es decir, desarrollan una columna parcialmente por fuerza centrífuga, y parcialmente por el impulso de los álabes sobre el líquido. El diámetro de descarga de los impulsores es mayor que el de entrada.

En la bomba de flujo axial o bomba de hélice, el flujo es paralelo a la flecha (ciertamente no es una bomba del tipo centrífuga pero se le ha catalogado dentro de este tipo de bombas) y es determinado por la forma del impulsor de la bomba. Las bombas de flujo axial desarrollan su columna por la acción de impulso o elevación de las paletas sobre el líquido.

Por último están las bombas de turbina, que también se conocen como bombas de vórtice, periféricas y regenerativas, (no confundir con las bombas de turbina vertical). En este tipo de bombas se producen remolinos en el líquido por medio de los álabes, a velocidades muy altas, dentro del canal anular en el que gira el impulsor. El líquido va recibiendo paulatinamente impulsos de energía.

<sup>1</sup> Walas S.M., **Chemical Process Equipment, Selection and Design**, Butterworth-Heinemann, U.S.A., 1990.

<sup>2</sup> Hicks, T.G.; **Bombas, selección y aplicación**, C.E.C.S.A., 1994.



Las bombas centrífugas se consideran de actuador no positivo porque no presentan pistones o válvulas, y sólo requieren el necesario ajuste de holgura entre la cara del impulsor y la carcasa.

El comportamiento de las bombas centrífugas se basa en que sólo tiene una parte en movimiento y usualmente se operan a velocidades sincronizadas, normalmente medias o altas (tomando como media una velocidad de 1750 rpm).

### 2.3 Componentes internos de una bomba centrífuga

Las bombas centrífugas, al igual que todas las bombas de proceso, presentan diversas partes que pueden ser diferentes o iguales con otros tipos de bomba. Los más importantes y representativos son:

#### Impulsor

Es la parte más importante de una bomba centrífuga. Existe una gran cantidad de diseños de impulsores, sin embargo normalmente se clasifican como abiertos, semiabiertos o cerrados.

Los impulsores abiertos, como su nombre lo indica, presentan álabes abiertos. Normalmente se instalan con una distancia mínima entre su cara y el lado de la carcasa con el objeto de reducir el deslizamiento ("slip") o la recirculación interna en la bomba. Se requieren generalmente para manejar líquidos que contienen sólidos, especialmente si éstos tienen una pronunciada tendencia de atascamiento; también pueden manejar pulpa de papel y otras mezclas que atascan rápidamente a los impulsores cerrados. Si por alguna razón, los sólidos que entran forma una cuña contra los álabes del impulsor, los del tipo abierto cumplen con la función de autolavado más rápido que un impulsor cerrado.

Los impulsores cerrados, por otra parte, dirigen al líquido hacia sus paredes en lugar de dirigirlo hacia las paredes de la carcasa, esto reduce el deslizamiento ("slip") y el desgaste de las paredes de la carcasa. Al contrario del impulsor abierto, la recirculación es mínima por las pequeñas distancias entre el impulsor y el lado de succión de la carcasa. Son preferidos en la mayoría de las aplicaciones químicas; requieren un menor mantenimiento durante su vida operativa, y con un cuidado regular retiene en mayor medida la eficiencia original de diseño. Con el tiempo las holguras entre el impulsor y la pared de la carcasa, pero la eficiencia no desciende tan rápido como en el impulsor abierto.

También existen otros tipos de impulsores como los semiabiertos, envueltos y los tipos turbina. Se les llama semiabiertos porque presentan una hélice del tipo axial, que le confiere a la bomba altos rangos de flujo pero con desarrollo de presión bajo, y la acción de álabes de una bomba centrífuga. Los impulsores semiabiertos se emplean la mayoría de las ocasiones para transportar líquidos con sólidos en suspensión.

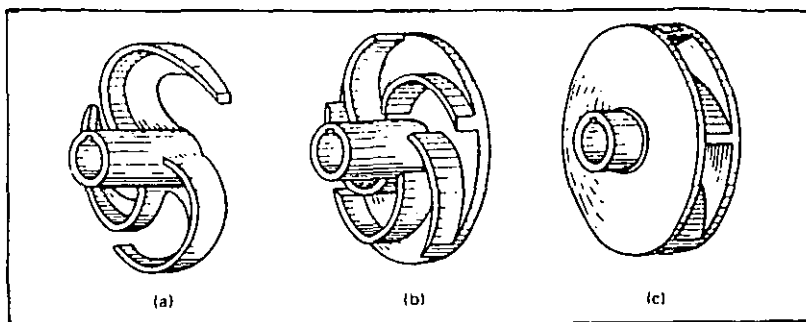


Figura 2.1 Diferentes tipos de impulsor, (a) Impulsor abierto, (b) Impulsor semiabierto, (c) Impulsor cerrado

### Carcasa

Al igual que los impulsores por lo general son de 1 pieza, dispuestas en plano horizontal o diagonal, e incluyen los puertos de succión y descarga. Por lo general los arreglos de carcasa horizontales se utilizan con impulsores cerrados (aunque esta tendencia ha ido cambiando con el paso del tiempo) y se aplican la mayoría de las veces para servicios de transferencia de grandes volúmenes de agua. Actualmente las bombas contra incendio presentan este diseño.

El arreglo de carcasa diagonal facilita la remoción de las partes internas de la bomba, porque hay que tomar en cuenta que tanto la tubería de succión como la tubería de descarga no se deben de remover de la línea de proceso.

### Sellos Mecánicos y/o Empaques<sup>3</sup>

Estos dispositivos de sellado evitan la fuga del líquido bombeado. Las fugas repercuten en problemas a corto o largo plazo.

El empaque evita el escape que ocurre a través del orificio por donde pasa la flecha o eje y el flujo de aire al interior de la bomba. Esto se logra por la introducción de una pieza que no se deforma llamada anillo, cuya forma acanalada evita la fuga. El número de anillos de los que consta un empaque es variable, pero siempre se encuentra entre el rango de 8 a 10 anillos.

Contrariamente al empaque, el sello mecánico es un dispositivo que previene el escape de fluido de un recipiente, al cual atraviesa una flecha rotativa, lográndose el sellado por el contacto axial de las caras del sello que están perpendiculares a la flecha y en movimiento relativo una a otra. Los sellos mecánicos pueden ser sencillos, dobles o de cartucho.

<sup>3</sup> Seminario de capacitación. Sellos mecánicos y empaquetaduras, operación y mantenimiento, Julio de 1999.



### Voluta<sup>4</sup>

La carcasa de voluta o caracol que convierte la energía de velocidad en energía de presión, se construye como cámara recolectora de aumento progresivo que recibe el líquido del impulsor y sirve como pasadizo hasta el tubo de descarga. Debe producir una velocidad en torno a toda la circunferencia del impulsor (figura 2.3).

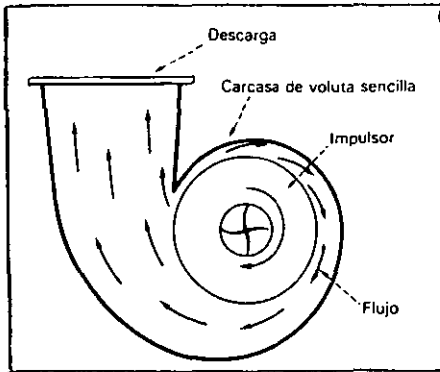


Figura 2.3 Carcasa de voluta sencilla –la dirección de flujo está indicada por las flechas-

### 2.4 Factores Hidráulicos de un sistema

Para hacer una selección adecuada del equipo de bombeo necesario para una aplicación en especial, es obligatorio por un lado tomar en cuenta los factores mecánicos del equipo y los factores hidráulicos del sistema para el que se quiere implementar esta bomba.

Por estas razones, a continuación se hace un análisis de los factores hidráulicos más importantes y característicos para la selección de un equipo de bombeo.

#### Columna (carga) del sistema

Es el primer término que se analiza para seleccionar una bomba ya que se asocia con la entrega de un volumen dado de líquido en el sistema. La bomba cumple la función de aplicar la energía, integrada por los siguientes componentes:

Columna (carga) estática, diferencias de presiones en las superficies de los líquidos, columna (carga) debida a la fricción, y pérdidas en la entrada y la salida.

<sup>4</sup> McNaughton K.: BOMBAS, selección, usos y mantenimiento; McGraw-Hill, México, 1992.

### Columna (carga) estática<sup>5</sup>

La columna (carga) estática es una diferencia en elevaciones, siendo la total de un sistema la diferencia en elevación existente entre los niveles del líquido en los puntos de succión y descarga de la bomba. Existe otro término empleado que se denomina columna (carga) estática de descarga que se define como la diferencia que existe entre la línea de centros de la bomba y el nivel de líquido en la descarga.

Si la carga estática de succión tiene valor negativo porque el nivel del líquido para succión está por debajo de la línea de centros de la bomba, se le suele llamar altura estática de aspiración. Si el nivel de líquido de succión o de descarga está sometido a una presión que no sea la atmosférica, ésta se puede considerar como parte de la columna (carga) estática o como una adición por separado a la columna (carga) estática.

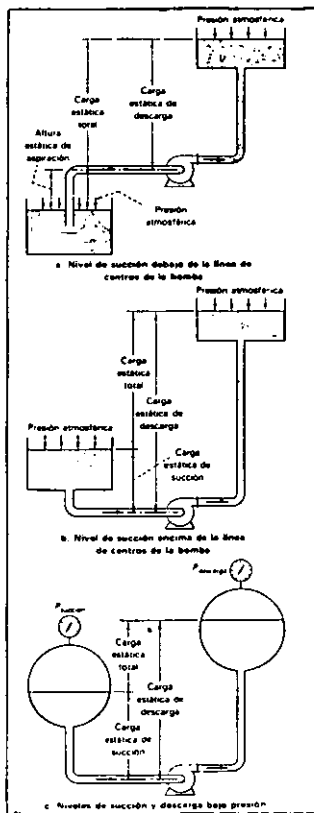


Figura 2.4 Diferentes condiciones de succión para determinar la columna (carga) estática total de un sistema

<sup>5</sup> Ibidem.

### Condiciones de succión de la bomba<sup>o</sup>

Normalmente los problemas en una bomba centrífuga se presentan en el lado de la succión por lo que se citan algunas recomendaciones que se deben tomar en cuenta para el correcto funcionamiento del equipo de bombeo:

1.- Al bombear líquidos nunca se debe permitir que la presión dentro de la bomba, en cualquier punto, sea menor que la presión de vapor del líquido a la temperatura de bombeo (NPSH).

2.- Siempre se debe tener suficiente energía disponible en la succión de la bomba para lograr que el líquido sea movido con ayuda del impulsor a través de la carcasa de la bomba, y contrarreste las pérdidas en el lado de succión de la bomba.

3.- El rendimiento de la bomba se representa mediante curvas características, y la más representativa es la curva de carga contra capacidad trazada a una velocidad fija. Las curvas también indican la potencia requerida con distintos gastos y el punto de máxima eficiencia operativa del equipo.

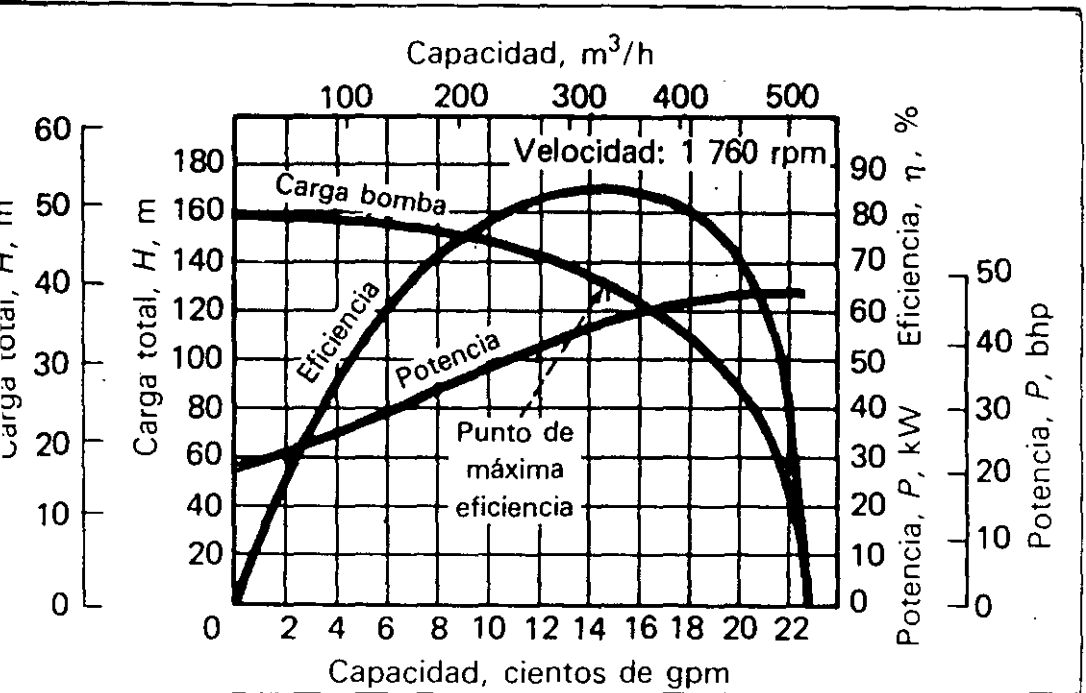


Figura 2.5 Curva característica de rendimiento de una bomba centrífuga

<sup>o</sup> Ibidem

### Columna (carga) de succión<sup>7</sup>

Se define la carga de succión como una carga estática por el lado de succión de la bomba que está por encima de la línea de centros de la misma y a la cual se le deben restar las pérdidas por cualquier carga de fricción existente para la capacidad de la bomba, y se le suma cualquier presión en el lado de succión.

### Columna (carga) debida a la fricción<sup>8</sup>

Es la columna (carga) necesaria para oponer las pérdidas por fricción ocasionadas por el flujo del líquido en la tubería, válvulas, accesorios y otros equipos en el proceso (ejemplo de estos equipos pueden ser los cambiadores de calor, etc). Normalmente las pérdidas por fricción varían al cuadrado del flujo en el sistema, ya que para su cálculo, el factor aumenta en una proporción cuadrática a la velocidad.

Para resolver problemas de bombeo es conveniente indicar la relación, en forma de gráfica, entre la capacidad y las pérdidas de columna (carga) de fricción. Estas pérdidas, por tanto, se calculan con algún flujo predeterminado, sea el esperado o el de diseño, y luego se calcula para todos los demás flujos con el empleo del cuadrado de la relación de flujo. La curva resultante se llama curva de fricción del sistema (figura 2.6a)

Cuando se combinan las columnas (cargas) estáticas, la diferencia en presión y las pérdidas de columna (carga) de fricción de cualquier sistema, y se trazan contra la capacidad, la curva resultante (figura 2.6b) se llama curva de columna (carga) del sistema. Al superponer una curva de capacidad contra columna (carga) de la bomba a velocidad constante sobre esta curva de columna (carga) del sistema (figura 2.6b) se podrá determinar la capacidad en el punto en que se cruzan las dos curvas. Ésta es la capacidad que entregará al sistema esa bomba a esa velocidad particular.

---

<sup>7</sup> Ibidem

<sup>8</sup> Ibidem

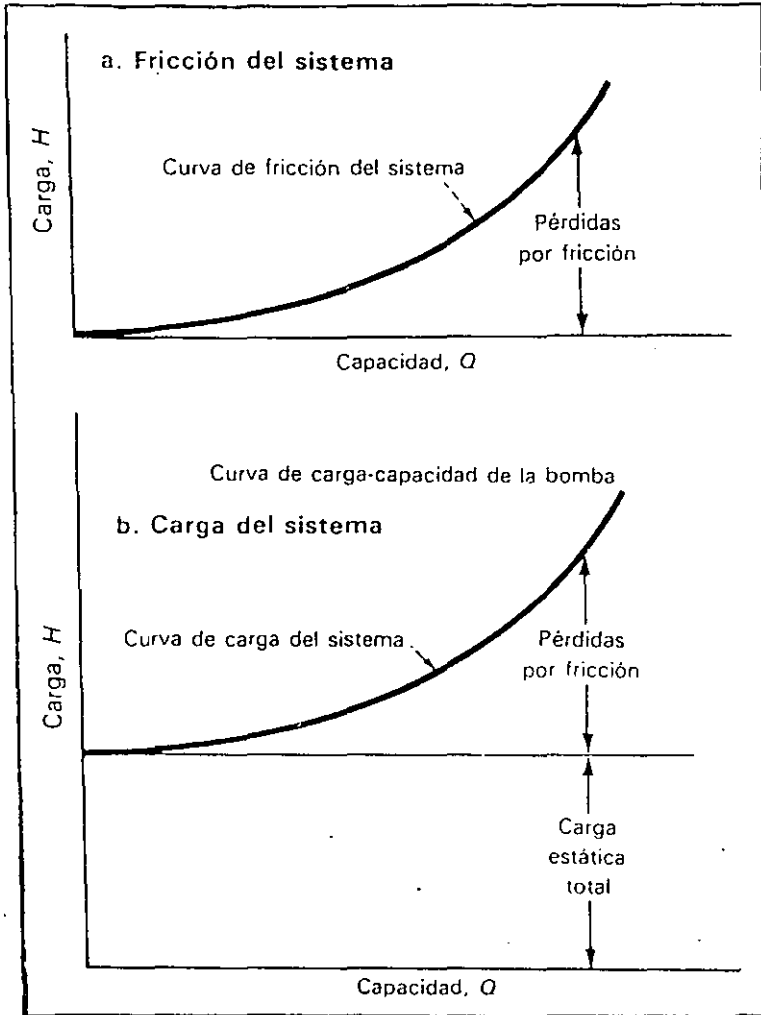


Figura 2.6 Relación entre requerimientos del sistema y capacidad de la bomba

### Velocidad específica

La velocidad específica es un útil indicador para tener una idea general del tipo de bomba que se debe seleccionar. Todas las bombas se pueden clasificar con un número adimensional llamado velocidad específica ( $N_s$ ). El término se emplea para asociar, comúnmente, los tres factores de las características de rendimiento: capacidad, carga y velocidad de rotación, en un solo término, como se muestra en la siguiente fórmula:

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



Donde  $N_s$  = velocidad específica;  $n$  = velocidad de rotación en rpm;  $Q$  = capacidad, en gpm;  $H$  = carga, en ft., que es la carga por etapa en una bomba de etapas múltiples.

Cuando la capacidad se expresa en galones por minuto (gpm) y la columna (carga) en pies (ft), las bombas centrífugas tienen velocidades específicas que van desde alrededor de 400 hasta más de 10,000 revoluciones por minuto (rpm) según sea el tipo de impulsor. Las bombas rotatorias y reciprocantes tienen valores de velocidad específica debajo de 100 rpm.

La velocidad específica es uno de los criterios más importante en cuanto a selección de bombas se refiere, ya que siempre se utiliza tanto la carga como capacidad para la máxima eficiencia de la bomba en la ecuación, además se asocia este valor de velocidad específica con el tipo de impulsor de la bomba.

La cobertura hidráulica (figura 2.7) representativa de algunos modelos de bombas es un buen punto de partida para la preselección de la bomba necesaria, puesto que la velocidad específica se encuentra implícita dentro de esta gráfica debido a que los modelos de bomba se encuentran diseñados mecánicamente para las necesidades de cada proceso.

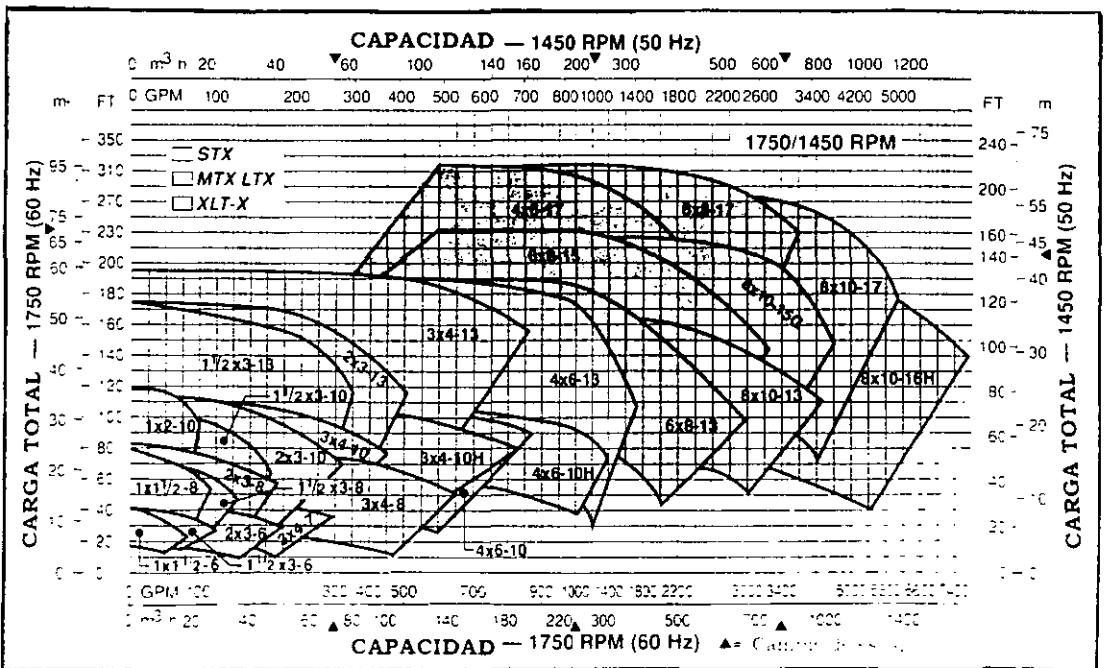


Figura 2.7 Cobertura Hidráulica para selección de diversos modelos de bombas centrífugas<sup>®</sup>

Concesia de GOULDS PUMPS, ITT INDUSTRIES; Copyright Derechos Reservados. 1999.

La figura 2.8 indica el tipo de diseño del impulsor con base en el valor de velocidad específica calculados con los datos del proceso que se esté analizando.

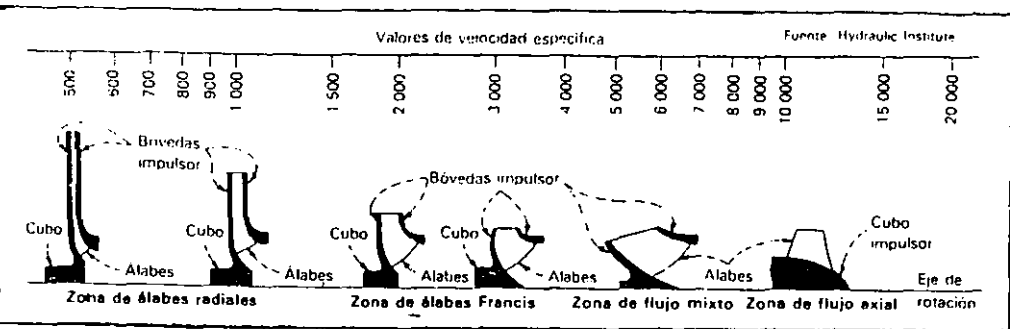


Figura 2.8 Valores de velocidad específica para seleccionar el tipo de bomba e impulsor

## 2.5 NPSH “Net Positive Suction Head”, Carga Neta Positiva de Succión

Es un factor importante a considerar cuando se selecciona una bomba, ya sea centrífuga o de desplazamiento positivo, y a continuación se realiza una revisión de su trascendencia en el análisis y selección de una bomba centrífuga.

El NPSH se define como la presión absoluta, generalmente expresada en pies columna (carga) de líquido, en el lado de la succión a la cual se le resta la presión de vapor del líquido que se trate, a la temperatura de bombeo.<sup>9</sup>

Hay que establecer una diferencia entre los dos siguientes términos: El NPSH disponible y el NPSH requerido.

El NPSH disponible o carga neta positiva de succión disponible es la presión disponible del lado de succión de la bomba, que depende de cuatro factores esenciales explicados por medio de la siguiente ecuación:

$$NPSH_D = P_T \pm H_L - \Sigma f - P^0$$

Y cada uno de los factores tiene el significado descrito a continuación:

<sup>9</sup> Seminario de capacitación. Bombas centrífugas y bombas de desplazamiento positivo. Agosto de 1999. sitio web [www.goulds-pumps.com](http://www.goulds-pumps.com).

**$P_T$  – Presión Absoluta.** Es la presión en la superficie del nivel del líquido en el tanque de suministro. Suele llamársele presión atmosférica sólo en el caso de que el recipiente se encuentre abierto a la atmósfera, de ocurrir el caso de un sistema cerrado, será la suma de la presión a la que se encuentre el tanque de suministro y la presión atmosférica.

**$H_L$  – Presión por la columna (carga) de líquido.** Es la columna (carga) debida a la diferencia de elevaciones existentes entre la superficie del líquido en el tanque de suministro y la línea de centros en el puerto de succión de la bomba. El signo con el cual se representa puede variar, ya que si el nivel del líquido está por encima de la succión de la bomba este término será sumado, en caso contrario (que el nivel del líquido se encuentre por debajo de la succión) será restado.

**$\Sigma f$  – Presión debida a la fricción de la tubería.** Son las pérdidas totales debidas a la fricción y la turbulencia del líquido del lado del tanque de suministro (succión de la bomba).

**$P^\circ$  - Presión de vapor del líquido.** Como su nombre lo indica, es la presión de vapor del líquido transportado en función de su temperatura de bombeo.

\* Los anteriores valores de presión normalmente se miden en longitud (metros o pies) columna de líquido.

Por otro lado, el NPSH requerido ( **$NPSH_R$** ) o carga neta positiva de succión requerida es una característica del diseño y velocidad de la bomba, y la viscosidad del líquido bombeado. Es decir, es la mínima presión de succión a la cual la bomba trabajará exitosamente sin presentar problemas de operación.

Una característica importante y decisiva para el NPSH requerido, es que no se puede calcular, sólo depende del diseño de la bomba, si ésta tiene un buen diseño entonces el valor del NPSH requerido será bajo.

Además si el NPSH requerido no es menor que el disponible, se presentará una gran reducción en la columna (carga) total de la bomba y en la capacidad de la misma. Entre los problemas más comunes se encuentran el desgaste de las partes internas de la bomba, la cavitación, cuya definición es: Vaporización del líquido bombeado dentro de la misma bomba que al ir produciendo burbujas de vapor que pasan del punto de vaporización a regiones de altas presiones truenan y someten a la bomba a un constante estado de choque, el manejo de 2 fases dentro de la bomba, un mal acoplamiento de la bomba y el motor, etc.

Algunas formas preliminares para detectar un NPSH disponible insuficiente son la capacidad reducida, la disminución de la columna (carga), el bombeo parcial, ruido y vibraciones.

Los fabricantes han diseñado sus propias líneas de bombas para obtener bajos valores de NPSH requerido, lo que ha provocado un mercado más amplio y una competitividad mayor en el área de las bombas centrífugas para proceso.

## **CAPITULO 3**

# **BOMBAS ROTATORIAS DE ENGRANES INTERNOS**

Como se ha visto previamente, éstas pertenecen a la clasificación de las bombas de desplazamiento positivo, dentro de la subdivisión de bombas rotatorias. El siguiente análisis comprende una breve explicación de sus componentes mecánicos, su funcionamiento y factores que pudiesen afectar su comportamiento. Comparativamente hablando, después de las bombas centrífugas estos equipos de bombeo son los siguientes más empleados en la industria de proceso, sin embargo se pueden aprovechar aún más.

### 3.1 Definición de bomba rotatoria de engranes internos

El nombre de rotatoria proviene de la forma en la cual el líquido es desplazado del puerto de succión al puerto de descarga de la bomba, mediante el movimiento de un engrane suelto (también conocido como piñón) dentro del rotor. Es decir, entre los dientes del rotor y los dientes del piñón existen espacios los cuales se van llenando progresivamente mientras el líquido se empuja a través del puerto de succión. La media luna que por diseño presentan las tapas de estas bombas divide al flujo de manera uniforme en su trayecto hacia la descarga. El figura 3.1 ilustra las características de flujo a través de la bomba.

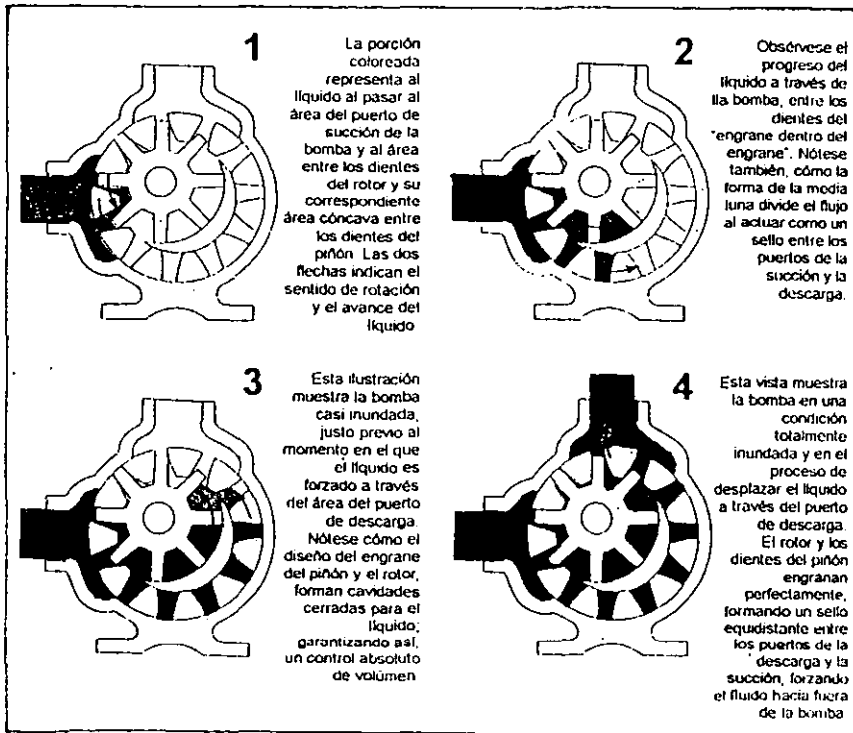


Figura 3.1 Principio de operación de las bombas rotatorias de engranes internos<sup>®</sup>

<sup>1</sup> Cortesía de VIKING PUMP Co.; Copyright Derechos Reservados. 1999.

Las bombas rotatorias de engranes internos tienen dos partes en movimiento. El desplazamiento del líquido se lleva a cabo al llenar los espacios entre los dientes del rotor y los engranes del piñón, teniendo en cuenta que el único factor limitante para el máximo rendimiento de este tipo de bombas es que el fluido a bombear debe estar comparativamente limpio, es decir, que no presente impurezas, partes abrasivas, etc.<sup>1</sup>

### 3.2 Consideraciones generales y comportamiento de una bomba rotatoria de engranes internos<sup>2</sup>

Existen muchas razones por las cuales se deben considerar las bombas rotatorias de engranes internos para una aplicación en particular, y sólo dependiendo de esta aplicación, la bomba podría ser la selección más lógica, la mejor, o en su defecto la única selección. Se enlistan a continuación, las características más importantes que se consideran al seleccionar las bombas rotatorias de engranes internos:

1. **Habilidad para manejar alta viscosidad.** Con fluidos viscosos las bombas rotativas operan (en la mayoría de los casos) con eficiencias mecánicas más altas en relación con otros tipos de bombas, resultando en ahorros importantes de potencia y en el consumo de energía.
2. **El flujo es independiente de la presión.** Contrariamente a las bombas cinéticas (como por ejemplo las centrífugas) cuyos flujos decrecen al aumentar la presión, el flujo es constante, independiente de variaciones existentes en la presión de descarga. La mayoría de las bombas rotatorias de engranes internos presentan una reducción pequeña en su flujo al aumentar la presión diferencial.
3. **Auto-cebada.** Estas bombas son capaces de desarrollar condiciones de vacío en el puerto de succión, esto quiere decir que son capaces de desalojar el aire contenido en la succión, desarrollando una reducción de presión en el puerto de succión que permite que la presión atmosférica fuerce al líquido al interior de la bomba, convirtiéndola en lo que se denomina autocebante.
4. **Manejo de bajos rangos de flujo.** Las bombas rotatorias de engranes internos, toleran temporalmente, valores bajos de NPSH disponible, aunque con la restricción de que los flujos deben de ser reducidos y con niveles de ruido de operación similares a los de la cavitación.
5. **Operación reversible.** Algunos diseños permiten la operación indistintamente en cualquier sentido de rotación, siempre que el accionador sea capaz de invertir su sentido de rotación. Esto permite que el flujo sea dirigido en uno u otro sentido.
6. **Operación de la bomba a velocidades bajas.** Algunos diseños operan a bajas velocidades, lo que permite que el flujo puede ser variado y ajustado mediante el uso de válvulas en la línea de descarga, o con motores de velocidad variable.

---

<sup>1</sup> Seminario de capacitación. **Bombas centrífugas y bombas de desplazamiento positivo**, Octubre de 1999. sitio web [www.vikinump.com](http://www.vikinump.com).

<sup>2</sup> *Ibidem*.

7. Suave manejo del líquido. Con la operación a baja velocidad no se alteran las propiedades del líquido bombeado. Es importante tomar esto en cuenta ya que existen líquidos sensibles a fuerzas de corte, o productos que contienen sólidos (como algunos alimenticios) y que es necesario manejar con suavidad durante el bombeo.
8. Capacidad de dosificación. Las bombas rotatorias desarrollan flujos constantes a velocidades constantes independientemente de que varíe la presión, por lo que son aceptablemente precisas para propósitos de dosificación.
9. Capacidad para manejar algunos vapores. Los equipos de bombeo son capaces de bombear fluidos que contengan aire o vapores disueltos o atrapados. Dependiendo de las condiciones existentes en succión y descarga, la medición de flujo puede ser diferente debido a la expansión de los gases en el lado de la succión y la compresión de los gases en el lado de la descarga de la bomba.
10. Capacidad para manejo de altas presiones. Estas bombas son capaces de desarrollar muy altas presiones de descarga apropiadas para aplicaciones de potencia hidráulica.

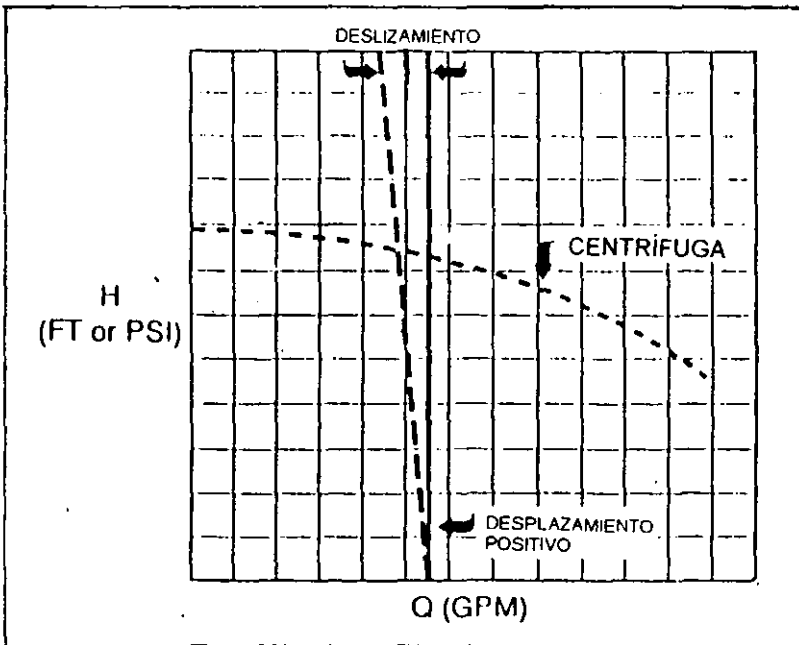


Figura 3.2 Relación columna (carga) – capacidad para bombas centrífugas y desplazamiento positivo



### 3.3 Componentes internos de una bomba rotatoria de engranes internos<sup>3</sup>

Las siguientes partes son las más representativas de una bomba de este tipo. Generalmente los materiales de construcción empleados son muy diversos, así como también el principio de desplazamiento existente entre todos los tipos de bomba rotatoria, pero cabe destacar que la principal diferencia entre uno y otro tipo de bomba rotatoria son precisamente sus partes componentes.

#### Rotor y Flecha

A diferencia de las bombas centrífugas no se les denomina impulsores; se llaman rotores, engranes, lóbulos, etc. dependiendo de la bomba rotatoria que se trate. Para algunas bombas la construcción es de una sola pieza del mismo material. El objeto del rotor es formar una cavidad, junto con el engrane o piñón, que con cada rotación se llenará con el líquido y desplazará hacia el puerto de descarga de la bomba. La flecha determina la rotación debido a su acoplamiento en la parte posterior con el accionador o motor (en inglés "Driver")

#### Engrane suelto o piñón suelto

Es la parte más importante de este tipo de bombas, se encuentra dentro del rotor (de ahí surge el nombre de engranes internos) y permite el paso del líquido a través de la bomba. Debido a su exposición al líquido bombeado, y a las características de éste, se sugiere su constante revisión y mantenimiento.

#### Buje de la flecha

El buje de la flecha mantiene la posición del rotor dentro de la carcasa. Debido al desgaste que presenta, es necesario emplear materiales muy resistentes para su construcción y diseño.

#### Tapa de la bomba y perno del piñón

El diseño de la tapa es especial ya que la media luna en su construcción divide el flujo del líquido al desplazarlo hacia la descarga. La tapa incluye en su construcción el perno del piñón y dependiendo el tipo de bomba rotatoria puede tener la válvula de alivio integrada. El perno del piñón mantiene la posición del piñón con relación a la media luna de la tapa.

#### Válvula de alivio interna

Pueden ser como las mostradas en la figura (montada en la tapa de la bomba), o bien, instalada en la línea de descarga con un retorno a la fuente de suministro. Su propósito es definir los límites de presión de descarga desarrollados por la bomba, ya que para este tipo de equipos no se tiene límite de presión (sólo si se destruye la bomba).

#### Carcasa

Se construye de una sola pieza de material específico para cada aplicación. En ciertos casos se permite adaptarla, de acuerdo a las necesidades del proceso, moviendo los puertos de succión y descarga en distintas posiciones de acuerdo a las necesidades del proceso.

---

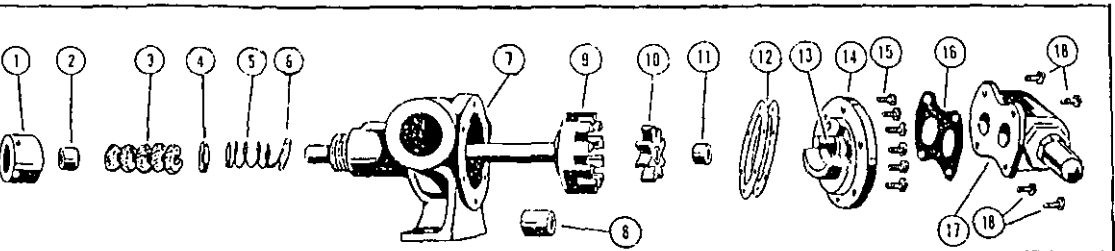
<sup>3</sup> Ibidem.

### Baleros

Las bombas se ensamblan con baleros de control para asegurar el correcto posicionamiento axial y radial del rotor y la flecha de la bomba, permitiendo que para algunos casos la bomba trabaje con altas presiones.

### Sello Mecánico y/o empaques

El diseño de la bomba permite el uso de sellos mecánicos o empaques según sea el caso y la aplicación. Dependiendo también del tipo de bomba el sello puede ser sencillo, doble o incluso sello de cartucho. En el caso de los empaques, éstos pueden tener características especiales para soportar altas temperaturas, o manejo de líquidos muy viscosos.



No.	Nombre Parte	No.	Nombre Parte	No.	Nombre Parte	No.	Nombre Parte
1	Tuerca de la Empaquetadura	6	Arandela del resorte	11	Buje del Engrane	16	Empaque de la Válvula de Alivio
2	Sujetador externo de Empaquetadura	7	Carcasa	12	Empaque de la tapa de la bomba	17	Válvula de Alivio
3	Empaquetadura	8	Buje de la Carcasa	13	Pasador de la Tapa	18	Tornillos de la Válvula de Alivio
4	Sujetador interno de Empaquetadura	9	Rotor y Flecha	14	Tapa de la bomba		
5	Resorte de la Empaquetadura	10	Engrane Suelto	15	Tornillos de la Tapa		

Figura 3.3 Vista exploratoria de la bomba rotatoria de engranes internos<sup>®</sup>

### Claros internos de la bomba

Aunque no es una parte de la bomba, son muy importantes ya que se requieren para proveer los espacios cuando la bomba trabaja con líquidos a temperaturas altas, y para reducir la resistencia por fricción en la bomba al manejar líquidos muy viscosos. Se realiza el ajuste de claros internos en la bomba también en caso de usar materiales que pueden arrastrar otros materiales por rozamiento.

<sup>2</sup> Cortesía de VIKING PUMP Co.; Copyright Derechos Reservados. 1999.

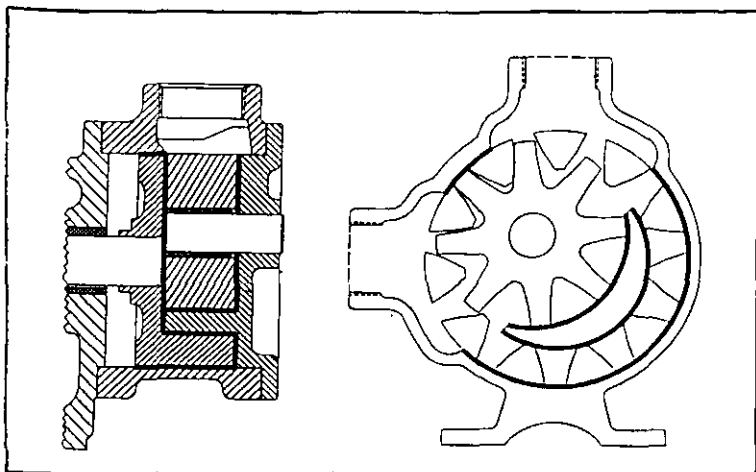


Figura 3.4 Las partes resaltadas en negro son los espacios (claros) necesarios entre las partes internas de la bomba en el área de desplazamiento<sup>6</sup>

### Accionador

Al tratarse de equipos cuyas restricciones son la velocidad de desplazamiento y la viscosidad del líquido bombeado, éstos accionadores pueden ser reductores (como el que se muestra en la figura), motorreductores (equipos que tienen integrados el reductor de velocidad y el motor eléctrico), motores eléctricos, turbinas de vapor, o acoplamiento de la bomba al accionador de poleas y bandas.

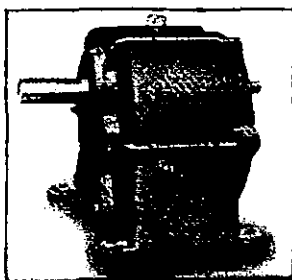


Figura 3.5 Reductor horizontal

<sup>6</sup> Cortesía de VIKING PUMP Co.; Copyright Derechos Reservados. 1999.

### 3.4 Fundamento hidráulico para bombas rotatorias de engranes internos<sup>4</sup>

Las definiciones empleadas en el capítulo referente a bombas centrífugas son útiles para explicar el funcionamiento de este tipo de bombas, pero existen restricciones para la operación de una bomba centrífuga y una bomba rotatoria de engranes internos.

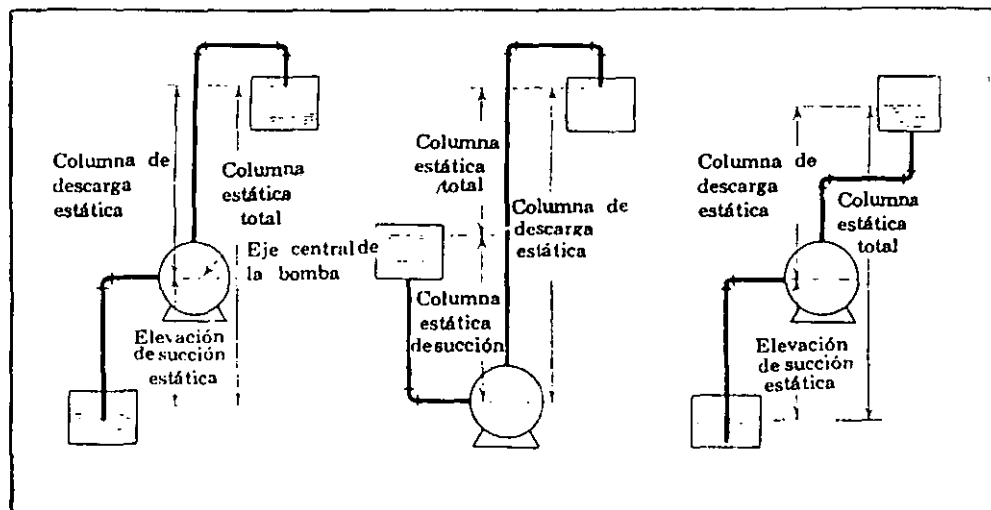


Figura 3.6 Instalaciones mostrando diferentes condiciones de succión y descarga

Tanto la presión como el vacío son medidas de fuerza sobre unidad de área. Para las bombas rotatorias de engranes internos, ésta presión se expresa en Psi (libras por pulgada cuadrada); pero en bombas centrífugas la presión se expresa en pies de carga (si la gravedad específica = 1). Para expresar el vacío se utilizan pulgadas de mercurio.

Una bomba con partes móviles deberá tener espacios libres para operar. La presión diferencial a través de la bomba provoca que el fluido se desplace del lado de descarga de la bomba al de la succión, esta pérdida de fluido es el deslizamiento ("slip") que es la diferencia entre la capacidad teórica y la capacidad actual.

Cuando existe presión diferencial igual a cero, la bomba solo entregará la capacidad teórica, si se incrementa la presión diferencial se incrementa el deslizamiento, así que un efecto de la presión en la eficiencia de la bomba es la reducción en capacidad.

Para calcular la eficiencia de la bomba es necesario introducir el término de caballos de potencia:<sup>5</sup>

<sup>4</sup> Ibidem.

<sup>5</sup> Pérez C. Ricardo: Diseño de una práctica para el Laboratorio de Ing. Química con bombas centrífugas en serie y paralelo; Tesis Profesional: México, D.F. 1982.

Los caballos de potencia o caballos de vapor, es la unidad usada para expresar la potencia mecánica cedida o aceptada por una máquina e indica la capacidad para realizar un trabajo entre una unidad de tiempo.

$$1 \text{ hp} = 745.7 \text{ Watts}$$

**E.H.P.**- Es la potencia eléctrica en caballos de potencia tomada por el motor acoplada a la bomba. Su expresión es:

$$\text{E.H.P.} = \frac{\text{Watts}}{745.7}$$

**B.H.P.**- Es la potencia mecánica útil en la flecha del motor cedida a la flecha de la bomba en caballos de potencia (punto de vista del motor a la bomba), o es la potencia mecánica recibida en la flecha de la bomba cedida por la flecha del motor y transmitida al impulsor en caballos de potencia (punto de vista de la bomba al motor).

$$\text{B.H.P.} = \text{E.H.P.} \times \eta_M$$

**W.H.P.**- Es la potencia hidráulica útil proporcionada al líquido por la bomba en caballos de potencia.

$$\text{W.H.P.} = \frac{Q * \rho * P}{1715}$$

donde Q es el gasto manejado por la bomba en galones por minuto (GPM),  $\rho$  es la gravedad específica del líquido, P es la presión diferencial entre succión y descarga expresada en libras por pulgada cuadrada (PSI), 1715 es una constante obtenida de dividir los pies-libra para 1 hp (33,000) por el peso de un galón de agua (8.33 libras) y multiplicada por la equivalencia entre un PSI y un pie columna de agua (2.31 ft H<sub>2</sub>O), y W.H.P. es la potencia hidráulica expresada en caballos de potencia.

**Eficiencia de la bomba ( $\eta_B$ ).**- Es la relación de la potencia hidráulica útil proporcionada en la brida de descarga de la bomba W.H.P. a la potencia mecánica alimentada B.H.P., y cuya expresión es:

$$\eta_B = \frac{\text{W.H.P.}}{\text{B.H.P.}}$$

**Eficiencia del motor ( $\eta_M$ ).**- Es la relación de la potencia mecánica útil en la flecha del motor B.H.P. a la potencia eléctrica alimentada E.H.P., y se define como:

$$\eta_M = \frac{\text{B.H.P.}}{\text{E.H.P.}}$$

Eficiencia del motor-bomba( $\eta_{MB}$ ).- Es la relación de la potencia hidráulica útil en la brida de descarga de la bomba W.H.P. a la potencia eléctrica E.H.P. alimentada al subsistema motor-bomba y cuya expresión es:

$$\eta_{MB} = \frac{W.H.P.}{E.H.P.}$$

Torque del motor.- Es el momento de la fuerza, que produce torsión o giro en la flecha del motor, sus unidades pueden ser Kg m en el sistema Internacional, o de lb ft en el sistema inglés. Su expresión es la siguiente:

$$\text{Torque (ft-lb)} = \frac{B.H.P. \times 5252}{RPM}$$

\* La deducción de la ecuación para calcular el par motor (torque) está incluida en la parte referente al apéndice, localizada al final del trabajo.

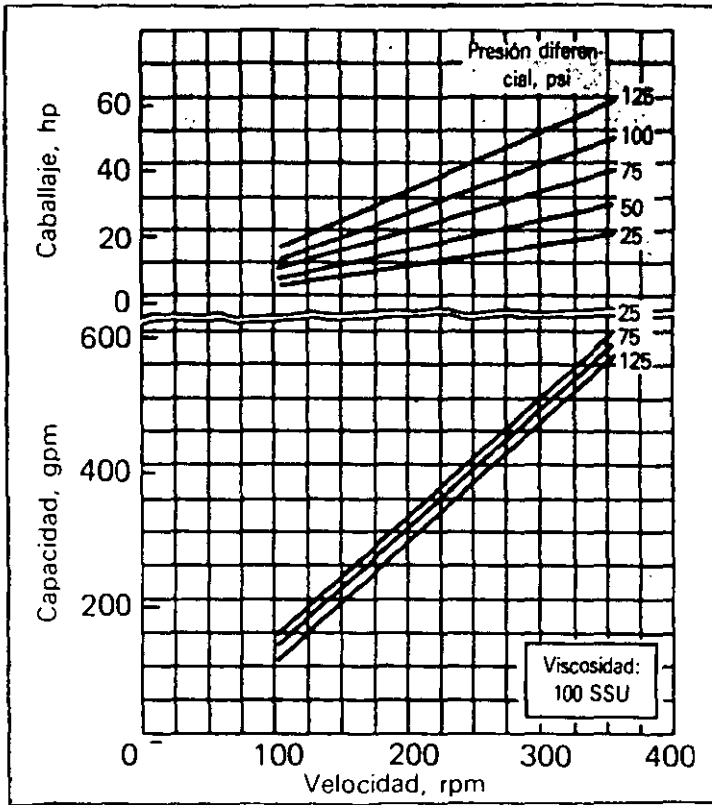


Figura 3.7 Curva característica para bombas rotatorias de engranes internos<sup>®</sup>

<sup>®</sup> Cortesía de VIKING PUMP Co.; Copyright Derechos Reservados. 1999.

Los aspectos analizados en el fundamento hidráulico de las bombas centrífugas también competen a las bombas rotatorias de desplazamiento positivo, sin embargo no se mencionan en este capítulo con el propósito de no repetir los mismos conceptos explicados anteriormente. En este apartado sólo se han señalado algunas de las diferencias en el comportamiento hidráulico así como también, la diferencia en la representación de las curvas que será analizada con mayor detalle en el capítulo de curvas de operación.

**CAPITULO 4**  
**CURVAS DE OPERACIÓN**



Hecho el análisis comparativo entre los dos tipos de bombas es necesario responder a la pregunta: ¿cuándo se selecciona una bomba centrífuga, y cuando se selecciona una bomba rotatoria de engranes internos? La preferencia de un tipo de bomba sobre el otro, no es ciertamente siempre el caso, aunque existen varios criterios de aplicación que hacen inclinarse por uno u otro tipo de bomba.

Dos criterios necesarios y que deben ser considerados desde el primer momento son los siguientes: ¿qué tan alta es la presión y qué tan bajo es el flujo? La gráfica siguiente muestra en términos muy simples la carga o presión y el intervalo de flujo de las bombas centrífugas, las bombas rotatorias y las bombas reciprocantes.

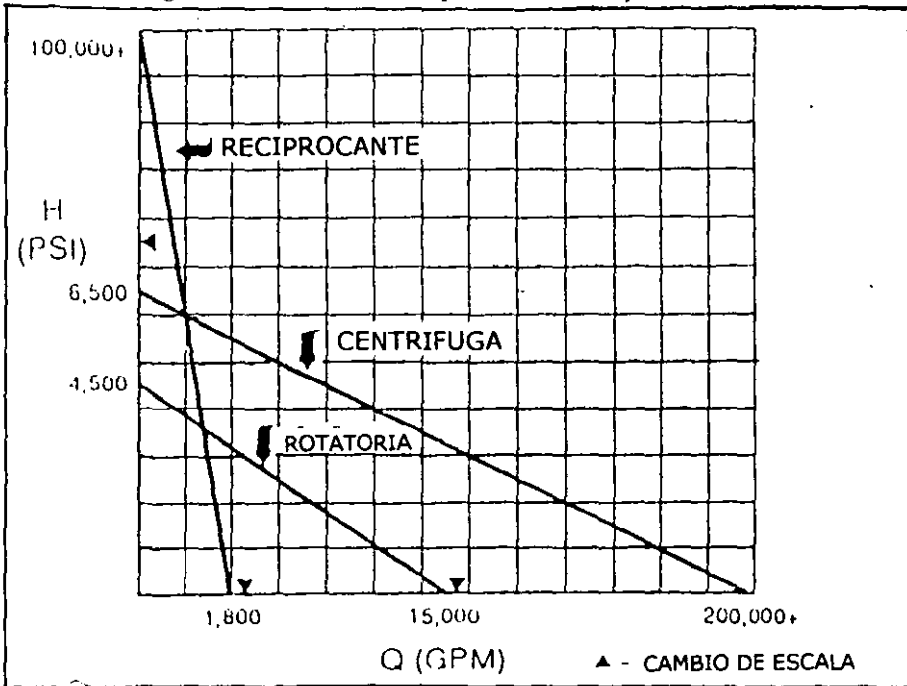


Figura 4.1 Comparación de columna (carga) vs. capacidad para bombas centrífugas, rotatorias y reciprocantes

#### 4.1 Factores necesarios para el diseño de las bombas centrífugas<sup>1</sup>

Una bomba centrífuga está equipada, como ya se explicó, de un impulsor que transmite una velocidad al líquido. Ésta velocidad es en realidad la energía que se añade al mismo. La carcasa recoge el líquido y lo conduce al puerto de descarga de la bomba.

<sup>1</sup> Seminario de capacitación. **Bombas centrífugas y bombas de desplazamiento positivo**, Octubre de 1999. sitio web [www.vikinump.com](http://www.vikinump.com).

McNaughton K : **BOMBAS, selección, usos y mantenimiento**; McGraw-Hill. México. 1992.

Es importante retomar los conceptos mencionados en los capítulos anteriores para tener un mayor entendimiento de las variables que afectan el comportamiento de estos equipos:

**Columna\* por elevación.**- Energía por unidad de peso del fluido. Puede ser también considerada como el trabajo necesario para mover un líquido de su posición original, a la posición indicada por la misma altura. En general un líquido puede tener tres clases de energía:

1. Energía potencial. Energía de posición medida por el trabajo por kilogramo que efectuaría un cuerpo al caer verticalmente desde su posición.
2. Energía por presión estática. (Energía por kilogramo debido a la presión). Es la altura a la que el líquido puede ser elevado por una presión determinada.
3. Energía debido a la velocidad. (Energía cinética por kilogramo). Distancia vertical de la que un líquido debiera caer para adquirir la velocidad "V".

**Columna estática de succión.**- Se refiere a la distancia vertical, en unidades de longitud, desde el nivel del líquido de la fuente de suministro, hasta la línea de centros de la bomba cuando ésta se localiza por debajo del nivel del líquido.

**Columna debida a la fricción.**- Presión requerida para vencer la resistencia friccional en el sistema de tuberías, para que un líquido fluya a través de él.

**Columna debida a la velocidad.**- Energía del líquido, expresada en unidades de presión, debida a la relación de flujo a través de la tubería. Su valor es despreciable comparado con el valor de la carga total.

**Columna total de succión.**- Presión total por encima de la atmosférica, expresada en unidades de presión, en el puerto de succión, cuando la bomba está en operación y es igual a su columna estática de succión menos la columna debida a la fricción.

**Columna estática de descarga.**- Distancia vertical expresada en unidades de longitud, entre la línea de centros de la bomba y el punto de descarga libre del líquido.

**Columna total de descarga.**- Es la suma de la columna debida a la fricción en la línea de descarga (columna friccional de descarga) y la columna estática de descarga.

**Columna estática total.**- Suma de la altura estática de succión y la columna estática de descarga, o la diferencia entre la columna estática de descarga y la columna estática de succión.

---

\* El término referido en este trabajo como **COLUMNA**, es conocido también como **CARGA** (o en inglés "HEAD")

**Columna dinámica total.**- Suma de la columna de descarga total y la altura total de succión, o la diferencia entre la columna total de descarga y la columna total de succión.

**Carga neta positiva de succión (NPSH requerido).**- Característica de la bomba suministrada por el fabricante. Es la energía necesaria para llevar la parte de aspiración y vencer las pérdidas por rozamiento y el aumento de velocidad desde la conexión de aspiración de la bomba hasta el punto en que se añade más energía. En una bomba centrífuga el NPSH requerido es la cantidad de energía (en metros o pies de columna de líquido) necesaria para:

1. Vencer las pérdidas de carga desde la abertura de admisión a los álabes del impulsor.
2. Crear la velocidad deseada de corriente a los álabes.

#### **4.2 Curvas de comportamiento de bombas centrífugas**

El rendimiento de una bomba se representa mediante curvas características y la curva de columna contra capacidad se traza a una velocidad fija. Las curvas también indican la potencia al freno (bhp) requerida con diversos caudales, la eficiencia correspondiente y el NPSH que se requiere para la correcta operación de la bomba a esa capacidad.

##### **Curva Columna (Carga) - Capacidad**

Conforme la capacidad aumenta se reduce la carga total que la bomba es capaz de desarrollar. La carga máxima la desarrolla una bomba en un punto en el que no hay caudal a través de la bomba, esto quiere decir, cuando la válvula de descarga está totalmente cerrada. Ésta curva tiene una velocidad, un diámetro de impulsor y una viscosidad determinados (tomando como referencia para las curvas de las bombas centrífugas la viscosidad del agua).

##### **Potencia al freno (BHP) – Capacidad**

Cualquier bomba funciona siempre y cuando se le suministre cierta potencia, dependiendo obviamente de la capacidad que se requiera. Por lo regular, la característica en las bombas centrífugas es tal, que la potencia generalmente aumenta con un incremento de capacidad; esto es porque la curva de potencia al freno (bhp) es el producto del flujo, columna diferencial y eficiencia. La potencia al freno requerida para funcionamiento normal caerá más allá del pico de la curva de eficiencia, porque los fabricantes de bombas tratan de suministrar una bomba que funcione a su máxima eficiencia o cerca de ella.

##### **Eficiencia – Capacidad**

La eficiencia de la bomba es una característica que no puede medirse de manera directa, sino que a diferencia de las anteriores dos curvas características debe calcularse. La fórmula de la eficiencia es:

$$\text{Eficiencia} = \frac{\text{Columna} \times \text{Capacidad} \times \text{Gravedad Específica} \times 100}{3960 \times \text{Hp}}$$

donde la columna está expresada en pies columna de agua, la capacidad de la bomba en galones por minuto, y 3960 es una constante obtenida de dividir los pies-libra para 1 hp (33,000) por el peso de un galón de agua (8.33 libras).

Mediante esta fórmula el rendimiento con que la bomba actúa a una capacidad dada puede determinarse, y la curva de eficiencia puede ser trazada.

### NPSH requerido - Capacidad

Una curva muy importante también, es aquella que señala la relación entre la capacidad que la bomba suministrará y el NPSH requerido para el funcionamiento correcto de la bomba a la capacidad que se indique. En dado caso que el NPSH requerido sea insuficiente será causa de que la bomba funcione incorrectamente y origine la cavitación. En la curva se observa que el NPSH requerido se registra en la gráfica para cualquier capacidad.

El conjunto de todas las curvas características para una bomba centrífuga indican en la gráfica, que a continuación se muestra, las posibilidades y limitaciones para una bomba centrífuga.

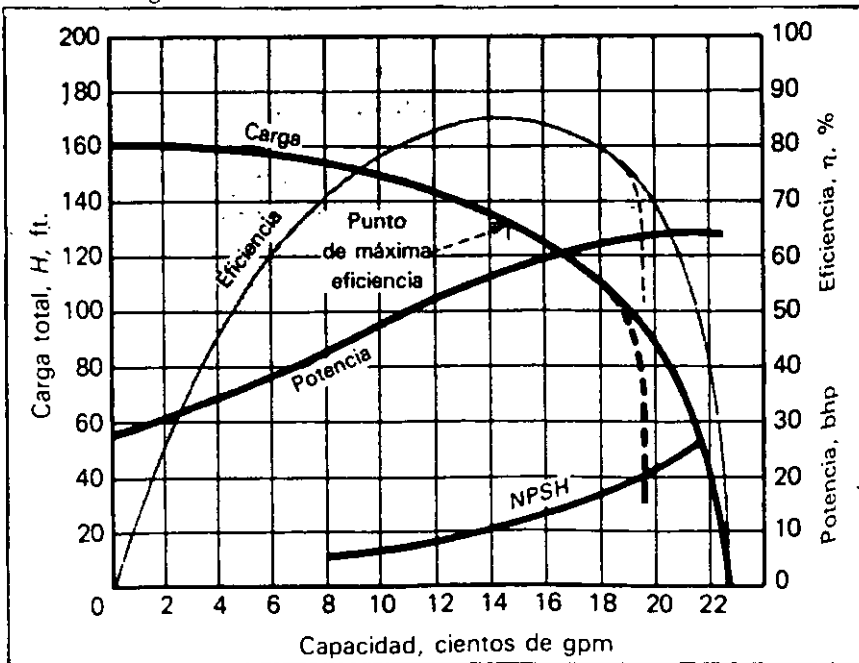


Figura 4.2 Características de rendimiento de una bomba centrífuga

### 4.3 Curvas del sistema

Hecho el análisis pertinente para las curvas de la bomba, es necesario también considerar el comportamiento del sistema, para posteriormente hacer una correcta selección del equipo de bombeo para un propósito determinado.

La curva del sistema es fija y predecible, para una bomba centrífuga, para un diámetro de impulsor determinado y una velocidad. El punto donde la bomba opera en su propia curva depende de las características del sistema en el cual está operando, comúnmente llamado curva de la carga del sistema, o la relación entre flujo y las pérdidas hidráulicas en un sistema. La representación se hace en forma de gráfica y como las pérdidas por fricción varían como el cuadrado del intervalo del flujo, la curva del sistema tiene forma parabólica como lo muestra la curva siguiente.

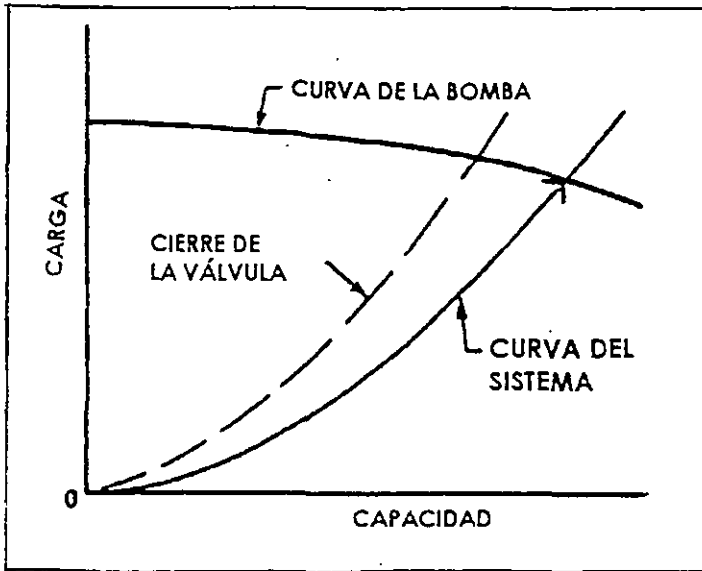


Figura 4.3

De la figura anterior podemos decir que al trazar juntas la curva de la carga del sistema y la curva de la bomba se puede determinar:

1. Donde va a operar la bomba en su curva.
2. Los cambios que ocurrirían si la curva del sistema o la curva de la bomba cambiaran.

### Columna no estática

La curva para este sistema se explica de la siguiente manera. Si el nivel de la succión y la descarga es el mismo no existe columna estática, y por tanto, la curva del sistema se inicia a partir de flujo cero y columna cero y la forma de la curva se determina solamente por las pérdidas a través de la tubería. Para este caso, el punto de operación se encuentra en la intersección entre la curva de la columna del sistema y la curva de operación de la bomba. Como también se indica, el intervalo de flujo puede reducirse con el cierre de la válvula de la línea.

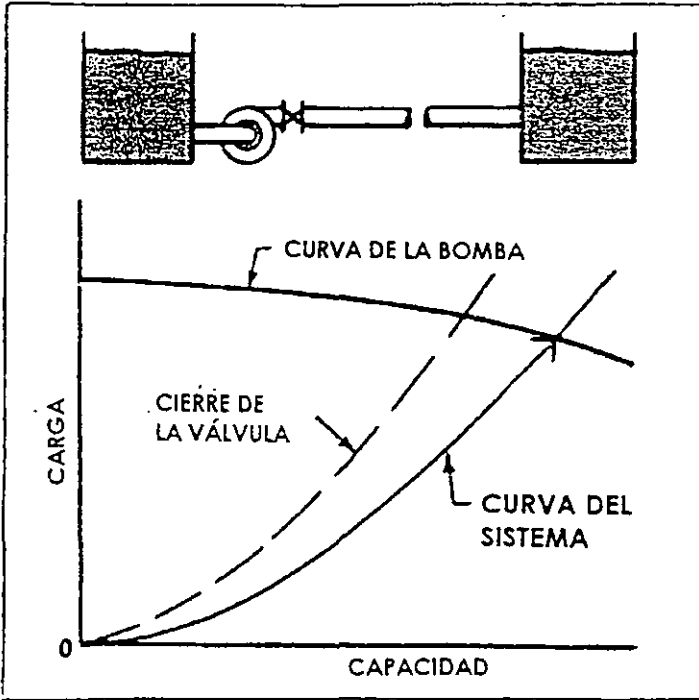


Figura 4.4

### Columna estática positiva

Para este caso, la forma parabólica de la curva del sistema está determinada por las pérdidas por fricción en el sistema incluyendo todos los accesorios y válvulas. Sin embargo, existe una columna estática positiva como lo muestra la figura. La columna estática no afecta la forma de la curva, aunque sí determina la curva de la columna del sistema cuando hay flujo cero. Una vez más, el punto de operación está en la intersección de ambas curvas (bomba y sistema), y el intervalo de flujo puede disminuirse con el cierre de la válvula en la descarga.

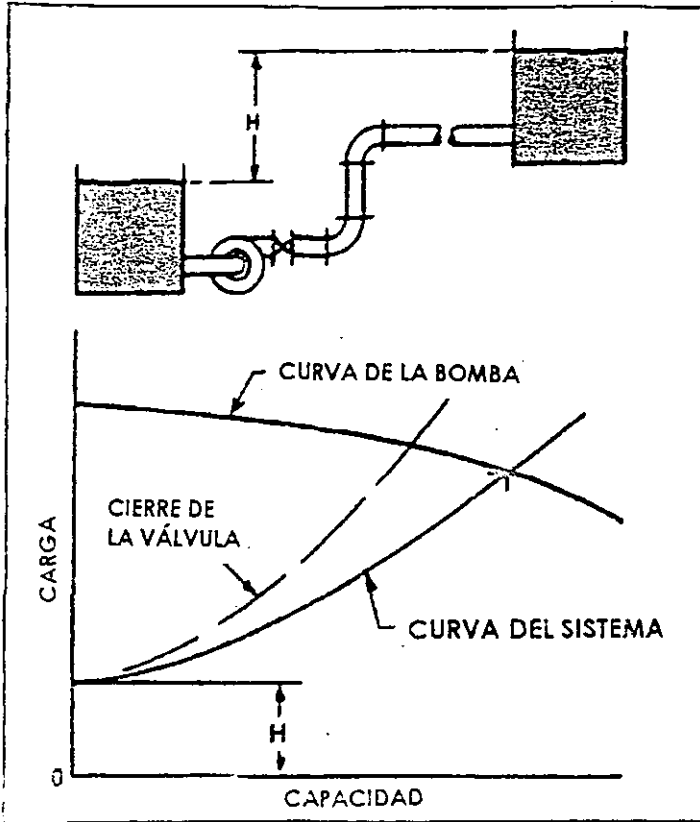


Figura 4.5

### Columna estática negativa (gravedad)

En la figura se ilustra la existencia de un intervalo de flujo debido sólo a la gravedad, pero para obtener flujos considerablemente elevados la bomba requiere vencer las pérdidas por fricción de la tubería y la columna de succión encima del nivel de la descarga. Es decir, la curva del sistema se traza como las dos anteriores, excepto que la columna estática ahora es negativa. La curva del sistema comienza en valores negativos mostrando la limitación del intervalo de flujo obtenido solo por gravedad. En otras palabras, más capacidad significa trabajo extra.

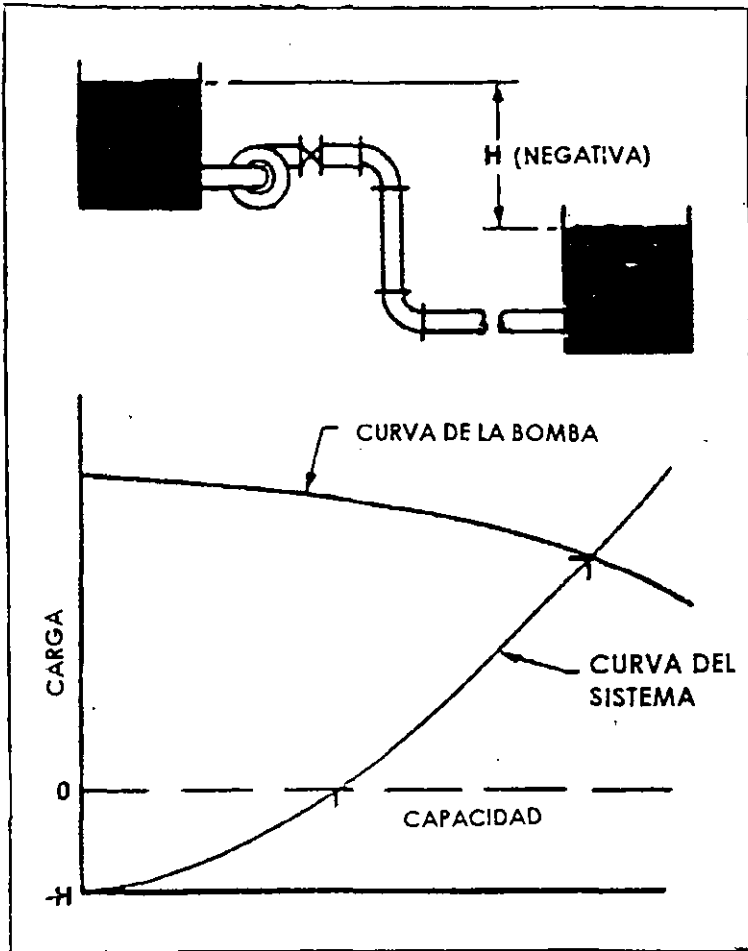


Figura 4.6



### Columna debida a mínimas fricciones

La curva de la columna para este sistema comienza a trazarse a flujo cero y la columna estática  $H$ . Como las pérdidas por fricción son relativamente pequeñas (una posibilidad para hacer esta consideración es un gran diámetro de tubería), la curva del sistema es casi horizontal (at<sup>2</sup>). Para este caso la bomba requiere vencer la gran columna estática antes de poder entregar cualquier flujo (figura 4.7).

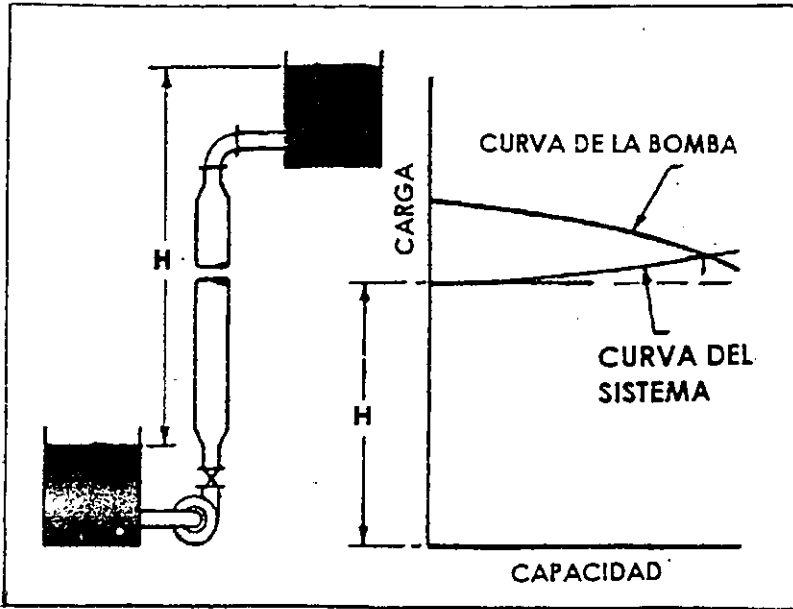


Figura 4.7

### 4.4 Selección de bombas centrífugas<sup>2</sup>

Tomemos el siguiente ejemplo: Requerimos una bomba para el sistema de la figura 4.8, que a continuación se muestra.

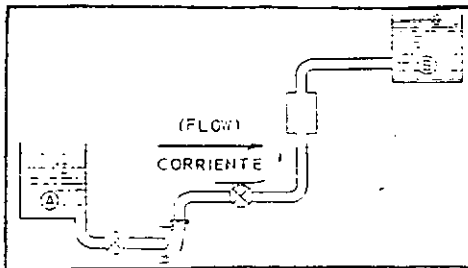


Figura - .8

<sup>2</sup> Seminario de capacitación, Introducción a la Hidráulica y Bombas Centrífugas, Agosto de 1999.

De acuerdo al proceso, es muy importante trazar la curva que representa la necesidad del sistema para cualquier capacidad. Suponemos que la diferencia de alturas entre el punto A y el punto B es de 50 pies, y la pérdida de carga por fricción en la tubería entre los dos puntos es de 35 pies para 150 GPM. Por lo tanto la pérdida por fricción para 300 GPM será de 140 pies. Con estos datos se traza la curva representativa para el requerimiento del sistema para cualquier capacidad entre 0 y 300 GPM, sabiendo que las pérdidas por fricción serán de cero cuando el flujo sea de cero GPM (figura 4.9).

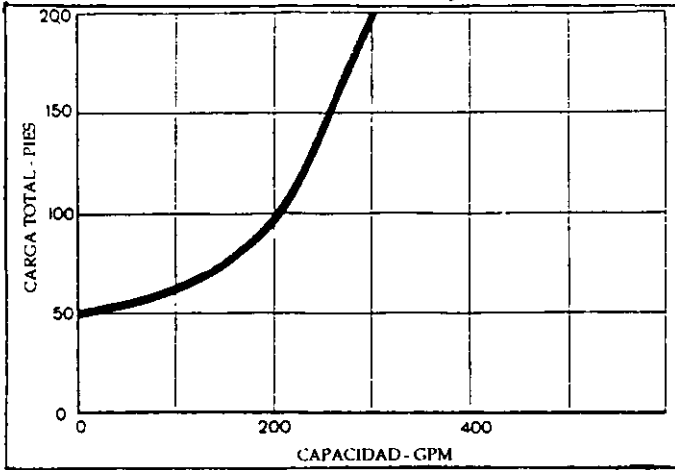


Figura 4.9

Ahora, suponiendo que se necesitan bombear 275 GPM para el mismo sistema, podemos encontrar el punto en el cual la carga necesaria para entregar la capacidad ya mencionada, siendo éste de 165 pies de carga, y representado en la figura 4.10

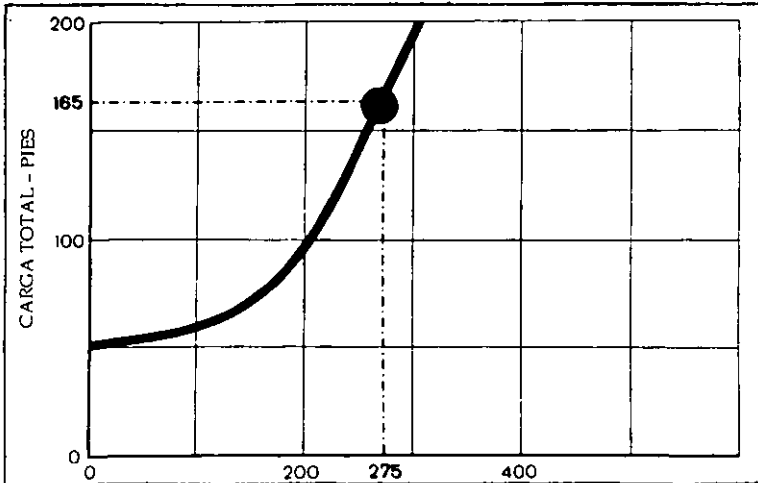


Figura 4.10

Superponiendo la curva de la bomba necesaria, con la curva del sistema, se tiene el siguiente comportamiento:

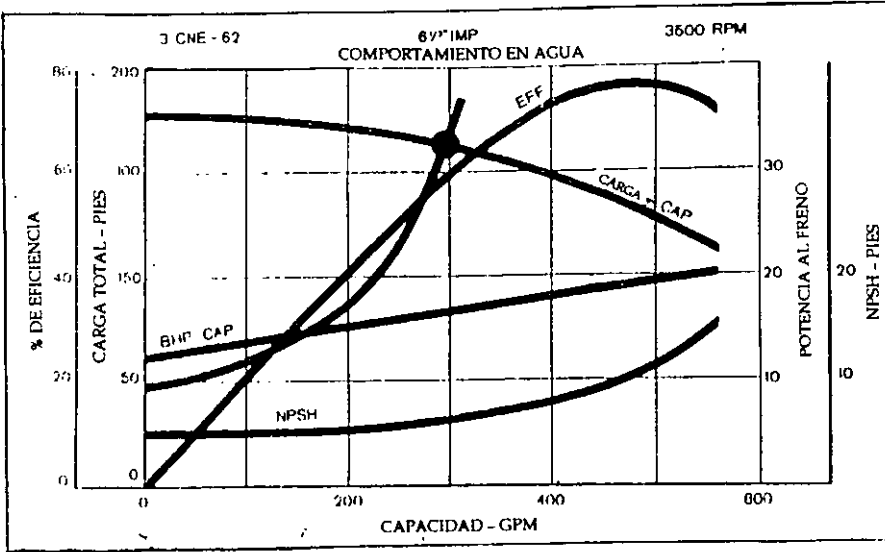


Figura 4.11

El punto de intersección de ambas curvas representa la capacidad a la que la bomba va a operar, en otras palabras, la capacidad a la que la bomba trabaja es aquella que determina la intersección de su curva característica y la curva del sistema.

Ya que la bomba opera con esta capacidad, la potencia es conocida así como el NPSH (carga neta positiva de succión) requerido. La potencia es función de la gravedad específica de valor 1.0 para este caso; si se mueve un líquido de mayor o menor gravedad específica la determinación de la potencia necesitada por la bomba será igual al valor de la potencia necesitada en agua por la gravedad específica del líquido que se trate.

#### 4.5 Leyes de afinidad<sup>3</sup>

Las leyes de afinidad expresan la relación matemática que existe entre las variables envueltas en el comportamiento de una bomba. Estas leyes se aplican a cualquier bomba centrífuga y son:

<sup>3</sup> Corporación G.: Bombas centrífugas, teoría y diseño; E.U.A., 1999.

1. Con el diámetro, D, permaneciendo constante:

$$A. \frac{Q_1}{Q_2} = \frac{N_1}{N_2}$$

Donde: Q = Capacidad, GPM

H = Carga Total, Pies

BHP = Potencia al freno

N = Velocidad de la bomba, RPM

$$B. \frac{H_1}{H_2} = \frac{N_1^2}{N_2^2}$$

$$C. \frac{BHP_1}{BHP_2} = \frac{N_1^3}{N_2^3}$$

2. Con la velocidad, N, constante:

$$A. \frac{Q_1}{Q_2} = \frac{D_1}{D_2}$$

$$B. \frac{H_1}{H_2} = \frac{D_1^2}{D_2^2}$$

$$C. \frac{BHP_1}{BHP_2} = \frac{D_1^3}{D_2^3}$$

Cuando el comportamiento de la bomba ( $Q_1$ ,  $H_1$ ,  $BHP_1$ ) es conocido a una velocidad en particular ( $N_1$ ) o un diámetro ( $D_1$ ), las fórmulas se utilizan para estimar el comportamiento ( $Q_2$ ,  $H_2$ ,  $BHP_2$ ) a una nueva velocidad ( $N_2$ ) o un nuevo diámetro ( $D_2$ ). La eficiencia, por otro lado, permanece relativamente constante para los cambios de velocidad o en dado caso, cambios pequeños en el diámetro del impulsor.

#### Efecto de la viscosidad en el comportamiento de una bomba centrífuga

Puesto que las curvas de comportamiento normales de una bomba centrífuga se basan en su funcionamiento con agua, cuya viscosidad es muy baja (1 cP), cuando se trata de bombear líquidos con mayor viscosidad el funcionamiento de la bomba cambia y la curva de capacidad-carga cae conforme la viscosidad aumenta. Por otro lado, la potencia absorbida crece bruscamente, aunque el NPSH requerido sigue siendo el mismo.

#### 4.6 Antecedentes de operación de las bombas rotatorias de engranes internos<sup>4</sup>

Como se explicó previamente, la bomba rotatoria de engranes internos es una máquina de desplazamiento positivo que efectúa impulsiones por medio de un eje giratorio, con rotores formados por engranes que giran dentro de una carcasa cerrada. En su diseño normal la bomba rotatoria no incluye el uso de válvulas, permitiendo así que alcance un buen rendimiento en el transporte de líquidos de alta y baja viscosidad con un bajo NPSH requerido.

<sup>4</sup> Seminario de capacitación. **Bombas centrífugas y bombas de desplazamiento positivo**, Octubre de 1999.

Las velocidades de giro de la bomba, el NPSH requerido y la potencia varían con el diseño y tamaño de la bomba rotatoria que se considere, pero las características de funcionamiento son las mismas.

Al tratarse de una bomba de desplazamiento positivo, el desplazamiento teórico de una bomba rotatoria es una recta horizontal (figura 4.12), cuando se toman las presiones obtenidas a velocidad constante. Sin embargo, no se obtiene variación en desplazamiento al variar la presión (o carga) como en una bomba centrífuga.

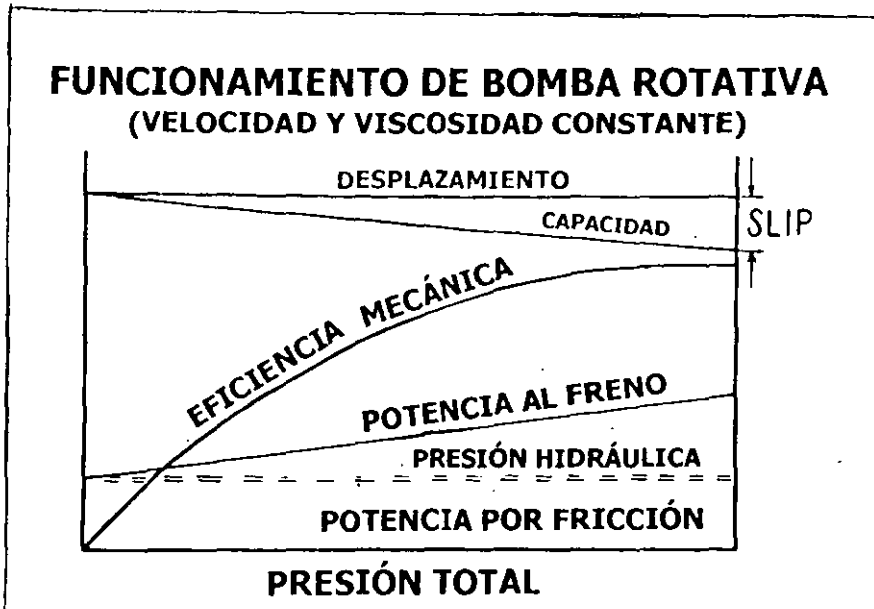


Figura 4.12

#### Características y comportamiento

Las bombas rotatorias no se limitan únicamente al transporte de líquidos viscosos, por el contrario, cualquier líquido con razonable viscosidad se puede bombear.

Las características operativas para este tipo de bombas dependen de varios factores, siendo el más importante el deslizamiento ("slip").

El deslizamiento representa las pérdidas de capacidad hacia el lado de aspiración de la bomba a través de las holguras (claros) de la misma. Con líquidos de baja viscosidad, y al aumentar la presión de descarga hay mayor tendencia al deslizamiento, por eso el deslizamiento es proporcional a la presión de descarga e inversamente proporcional a la viscosidad del líquido. El deslizamiento no varía con la velocidad de la bomba.

#### 4.7 Curvas de comportamiento de bombas rotatorias de engranes internos

Entre los factores que más afectan al deslizamiento se encuentran la viscosidad, la presión, los claros (u holguras entre la bomba) y la velocidad. La viscosidad se define como la resistencia del líquido a fluir, con una mayor viscosidad del líquido existe una menor tendencia a encontrar deslizamiento, y en líquidos de menor viscosidad el deslizamiento ocurre de manera constante. La viscosidad es también independiente de la velocidad, si la viscosidad se incrementa el flujo disminuye, es decir, la velocidad de la bomba debe ser reducida.

Como la viscosidad, la curva de capacidad que señala la figura 4.13 se aproxima al desplazamiento teórico, hasta que al alcanzar una viscosidad determinada, que depende del tipo de bomba, ya no hay deslizamiento apreciable y la capacidad iguala al desplazamiento.

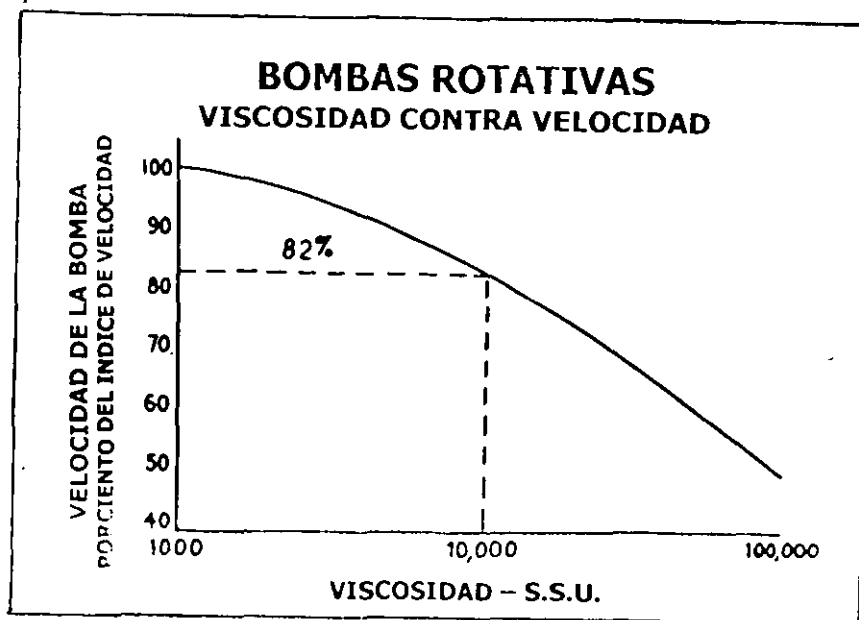


Figura 4.13

Mientras la presión de descarga aumente, la presión diferencial entre los lados de descarga y de succión crecerá también de manera considerable, lo que resulta en un gran deslizamiento del lado de alta presión al lado de baja presión.

Otro punto importante a considerar es que la velocidad por sí misma no afecta el deslizamiento ya que como se mencionó el deslizamiento no es función de la velocidad. Cuando la velocidad se incrementa, las partes de acoplamiento (rotor y engrane interno) estarán en uso un mayor tiempo, lo que resultará en un aumento de las holguras y un incremento en el deslizamiento.

Un detalle importante para hablar de los claros u holguras, es que para una bomba rotatoria son resultado del diseño. Si éste tipo de bombas sólo se destinaran para líquidos de alta viscosidad, las tolerancias podrían ser amplias sin un apreciable deslizamiento o pérdida de capacidad, en cambio para líquidos poco viscosos lo contrario sería lo ideal. Sin embargo como este tipo de bombas se emplean para líquidos de todo tipo de viscosidades, las tolerancias son generalmente tan pequeñas como para ofrecer un rendimiento volumétrico razonablemente alto en el caso del bombeo de líquidos ligeros aunque lo suficientemente amplias para permitir que el líquido lubrique piezas en contacto cuando la viscosidad sea muy alta.

De regreso a la figura 4.12, se puede observar que la curva de potencia absorbida es una función lineal. A presión cero es necesaria una determinada potencia debida a la fricción en la bomba. Esta potencia absorbida debida a la fricción no varia de forma apreciable al aumentar la presión, y es resultado de la fricción interna en los cojinetes, empaques (o sello mecánico) y los engranes. El otro componente de la potencia absorbida es la potencia hidráulica y es directamente proporcional al trabajo que la bomba realiza. Este factor se incrementa con la presión total y con la viscosidad.

En la figura 4.14 se representa el comportamiento de una bomba rotatoria con velocidades diferentes y viscosidad constante. Es muy importante considerar el efecto de la viscosidad en la capacidad de la bomba, la velocidad de operación, los requerimientos de potencia y la eficiencia que presentará la bomba.

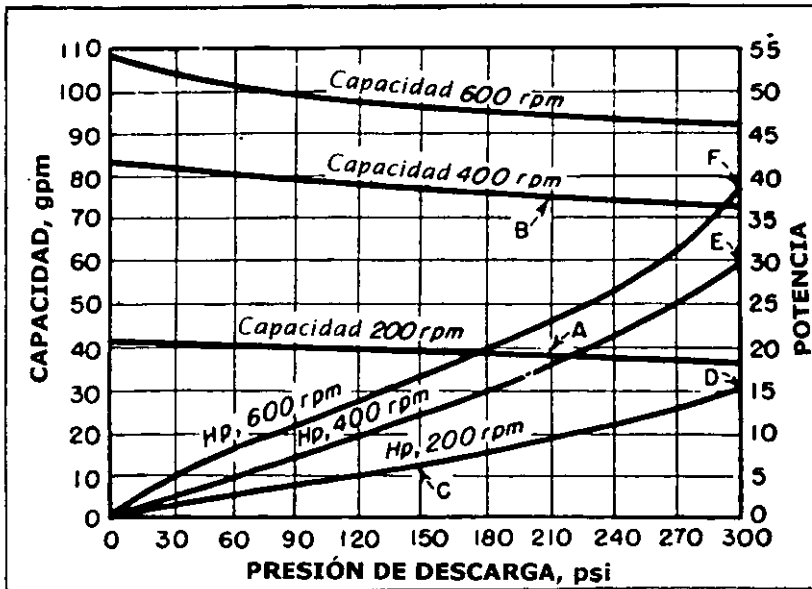


Figura 4.14

De la figura 4.14 se concluye que las curvas de capacidad a diferentes velocidades son casi paralelas, incluso muestran pérdidas similares en capacidad mientras aumenta la presión. Por ejemplo, la capacidad 75 GPM, a 210 psi (libras por pulgada cuadrada) y 400 rpm (revoluciones por minuto), representada por el punto B, es aproximadamente el doble que a 200 rpm, punto A.

A 400 rpm la viscosidad del aceite, tomado como referencia en el trazo de la curva de la figura 4.15, empieza a tener efecto y la capacidad no se incrementa directamente con la velocidad.

Ya que la presión de succión es demasiado baja para la velocidad tan alta, la viscosidad del aceite no permite que este fluya lo suficientemente rápido dentro de la bomba para mantenerla operando a 600 rpm. Como resultado, la capacidad y la potencia de la bomba incrementan proporcionalmente alrededor de la mitad al modificar la velocidad de 400 a 600 rpm, exactamente como sucedió al modificarla de 200 a 400 rpm.

Por ejemplo, a 150 psi y 200 rpm, la bomba requiere aproximadamente de 6.5 hp de potencia (punto C). A 300 psi y 200 rpm, la potencia incrementa a 15 hp (punto D), mientras que a 400 rpm, la potencia incrementa a casi 30 hp (punto E). Pero, de 400 a 600 rpm, (punto F), la potencia incrementa a menos de 10 hp debido al lento rango en el que la capacidad de la bomba incrementó.

La potencia requerida para manejar la bomba incrementa con la viscosidad, como se muestra en la gráfica de la figura 4.15. La potencia mostrada en la figura se llama básicamente potencia debido a la fricción. Esta curva representa únicamente la potencia causada por el líquido al fluir dentro de la bomba, es decir, no incluye la potencia necesaria para elevar la carga externa de la bomba.

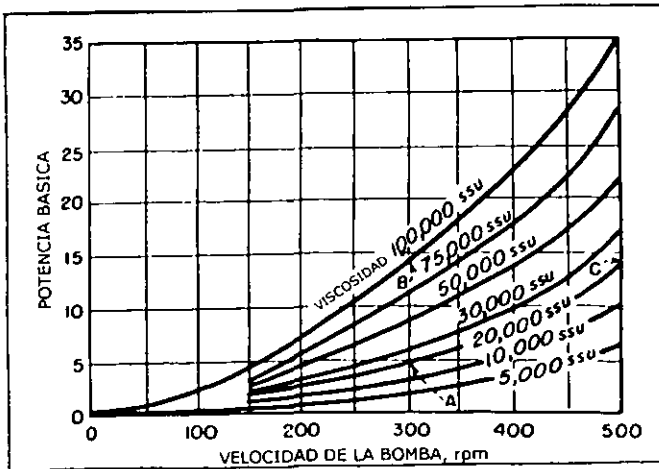


Figura 4.15



De la curva se puede destacar que a 300 rpm y 20,000 SSU (Segundos Saybolt Universales) de viscosidad, la potencia por fricción es menos de 5, (punto A). A 100,000 SSU, la potencia incrementa alrededor de 14 (punto B). Por otro lado con 20,000 SSU de viscosidad del líquido, la potencia incrementa de menos de 5 a 300 rpm a alrededor de 14 a 500 rpm (punto C).

Lo que se trata de demostrar es que la velocidad de la bomba es uno de los factores más importantes cuando se manejan líquidos con alta viscosidad. A mayor viscosidad, la bomba deberá correr a menor velocidad.

La curva de la figura 4.16, aunque indica las condiciones de trabajo, no es práctica para selección, ya que las bombas de este tipo pueden funcionar en un campo muy amplio de velocidades y se prefieren indicar las condiciones de trabajo en función de la velocidad.

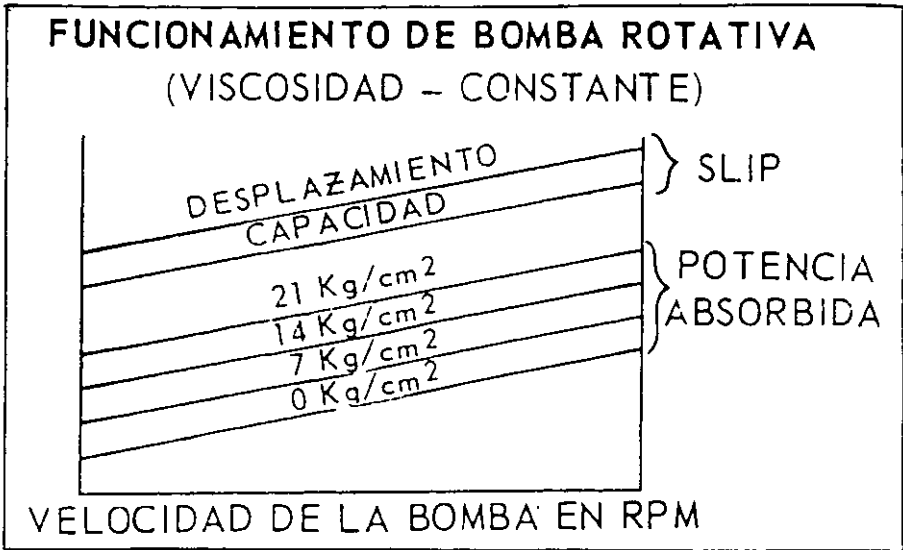


Figura 4.16

Las condiciones de trabajo, capacidad y potencia absorbida, se definen en función de la velocidad de giro de la bomba. Las capacidades reales, tomando en cuenta el deslizamiento, son líneas paralelas a diferentes presiones donde la viscosidad es constante.

Los requerimientos de potencia se indican para diferentes presiones. La capacidad especificada corta a la curva en la presión adecuada y a una cierta velocidad de giro de la bomba. A esta velocidad y a la presión especificada, también se lee directamente el valor de la potencia. Ya determinadas las revoluciones por minuto y la potencia, es posible analizar la selección para ver el empleo de un motor de velocidad normal, o bien, un reductor de velocidad.

4.8 Consideración de las velocidades mínimas y velocidades máximas  
 Teóricamente no existe velocidad mínima en este tipo de bomba, sin embargo, en la práctica existen limitaciones. Por ejemplo, como el deslizamiento no varía con la velocidad, si se transporta un líquido ligero a alta presión, se entiende que a una velocidad reducida el deslizamiento iguale al desplazamiento, con lo que la capacidad se reduce prácticamente a cero.

Otro factor importante es la temperatura del líquido, la cual pudiera variar. Para algunos casos, un ligero aumento de la presión origina una reducción en la viscosidad que aumenta considerablemente el deslizamiento (figura 4.17).

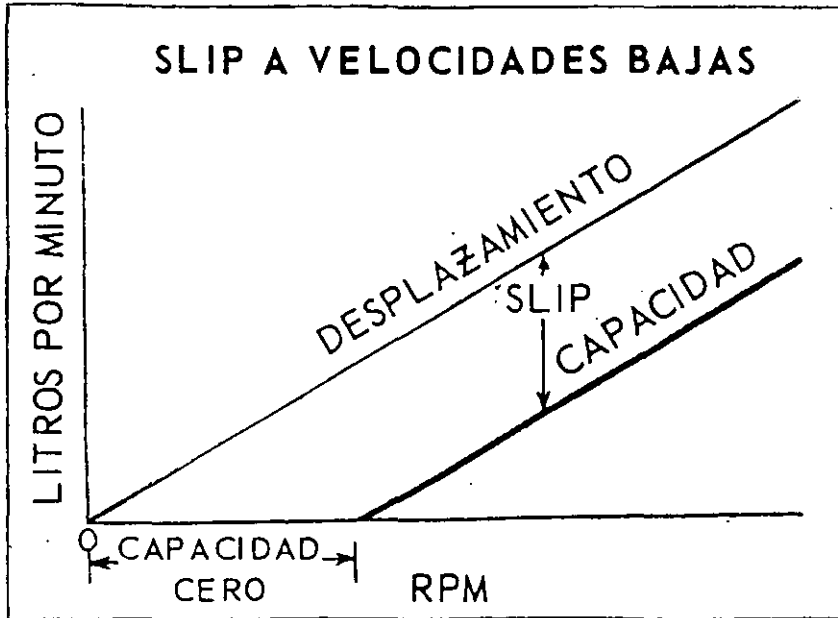


Figura 4.17

Las velocidades máximas dependen también del tipo de bomba. En los límites superiores de velocidad se intenta mantener la bomba cebada. Esto está ligado al término NPSH puesto que las alturas de succión grandes, tuberías de aspiración prolongadas con grandes pérdidas de carga y líquidos de alta viscosidad, tienden a reducir la NPSH disponible en el sistema. Cuando el líquido no tiene suficiente energía para llenar todos los huecos entre engranajes y carcasa, se origina una vaporización parcial del líquido que causa pérdida en la capacidad de la bomba. Esto se presenta con líquidos de alta viscosidad, de forma que si llegase a aumentar, disminuyen las revoluciones por minuto máximas admisibles.

#### 4.9 Altura de Succión y funcionamiento de las bombas con altos vacíos

Como estas bombas se caracterizan por el autocebado, a menudo se tiende a hacerlas funcionar en condiciones de succión extremas. Con líquidos no volátiles es muy posible hacer funcionar una de estas bombas con vacíos hasta de 28 a 29½ pulgadas de mercurio.

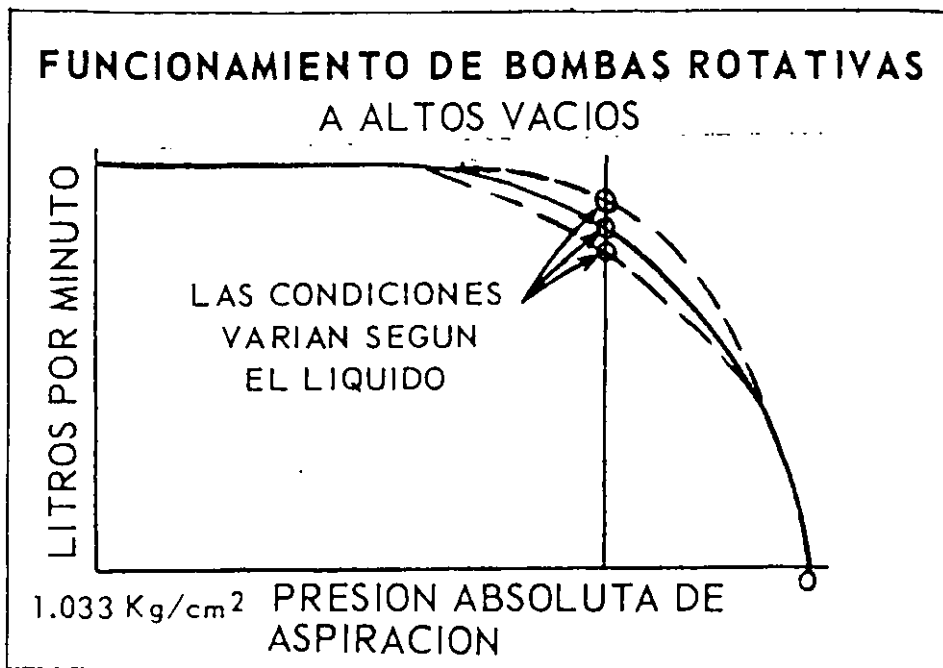


Figura 4.18

Por ejemplo, el aire disuelto o arrastrado por el líquido, lo que sucede muy a menudo con ciertos aceites con gran afinidad por el aire, reducen sensiblemente la capacidad de la bomba (figura 4.18).

#### 4.10 Comportamiento hidráulico de las bombas centrífugas y las bombas rotatorias de engranes internos. Curvas características

En la gráfica de la figura 4.19 se tiene la carga contra la capacidad y la representación comparativa de la curva de una bomba centrífuga y la curva de una bomba rotatoria. Como se puede observar, al aumentar la capacidad de una bomba centrífuga la carga disminuye, si se disminuye la capacidad, la carga aumenta; por el contrario en una bomba rotatoria la carga permanece relativamente constante al aumentar la capacidad de la bomba, esto se puede explicar de la siguiente manera:

En una bomba centrífuga el término de presión está asociado al de Carga Dinámica Total, es decir, la distancia total que necesita vencer la bomba para mover líquido de un punto a otro (normalmente expresado en pies de líquido o agua). Una bomba rotatoria asocia el término de presión como Presión Diferencial existente entre la descarga y la succión de la bomba. Como el líquido bombeado es mucho más viscoso, éste necesita una fuerza mayor que si se tratase de un líquido menos viscoso. El recorrido no es tan determinante (obviamente si es un factor de peso en la selección de este tipo de bombas), pero la fuerza para moverlo sí.

Por otro lado, la figura 4.20 representa la potencia contra la capacidad, comparando hidráulicamente ambos tipos de bomba. Como se demuestra la potencia requerida por una bomba rotatoria es mucho mayor que la potencia que demanda una bomba centrífuga. En ambos casos la potencia aumenta al aumentar la capacidad, sin embargo debido a la naturaleza de los líquidos que se bombean (mayor viscosidad, mayor o menor densidad y las altas presiones a las que se trabajan las bombas rotatorias) la potencia requerida por las bombas rotatorias es mayor que la requerida por las bombas centrífugas.

En la figura 4.21, se encuentra trazada la gráfica de eficiencia contra capacidad. Como se puede observar, la bomba centrífuga presenta el denominado BEP "Best Efficiency Point" (mejor punto de eficiencia), esto quiere decir que existe un punto en el cual la bomba presentará un óptimo rendimiento, si se sigue aumentando la capacidad e incluso la viscosidad del producto, éste rendimiento comenzará a bajar, no pudiendo recuperarlo de ninguna manera a excepción de reducir la capacidad al punto de mejor eficiencia.

En una bomba rotatoria la eficiencia es casi constante, en algunos casos es mayor que la eficiencia de una bomba centrífuga, pero nuevamente esto depende de las características del líquido que será transportado. Si hay una viscosidad mayor, esto beneficiará al rendimiento de una bomba rotatoria de engranes internos, no así a una bomba centrífuga.

La figura 4.22 representa la velocidad de operación expresada contra la capacidad de las bombas. En esta gráfica es muy claro la tendencia de una y otra bomba, por ejemplo, las curvas de operación de una bomba centrífuga están acotadas a una velocidad ya sea 1150, 1750 o 3500 RPM, en otras palabras, la velocidad de operación de una bomba centrífuga es constante, no puede variarse (aunque existen variadores de frecuencia que cumplen este propósito e incluso algunos nuevos diseños de bombas que permiten variar la velocidad de operación del motor), principalmente por la naturaleza del líquido que se bombea (líquidos de baja viscosidad que necesariamente son transportados a velocidades altas).

En una bomba rotatoria el aumento de capacidad significa aumento de velocidad del motor o motorreductor según sea el caso. La bomba rotatoria por su diseño, necesariamente opera a velocidades inferiores de 1750 RPM, es decir velocidades de operación bajas. Con este tipo de bombas existen normalmente reductores de velocidad ya que los líquidos que manejan, normalmente muy viscosos, no pueden operar a velocidades altas. Si se varía la velocidad de operación, la capacidad de la bomba también varía (depende si se aumentaron las RPM de operación o si se disminuyeron) y la potencia aumenta o disminuye según sea el caso.

Por último, la figura 4.23 representa la gráfica de NPSH contra capacidad. Como se observa, el requerimiento de NPSH en una bomba centrífuga es mayor que en una bomba rotatoria, ya que como se explicó anteriormente, el término de NPSH involucra la carga neta de succión necesaria para que exista el bombeo. En el caso de bombas centrífugas la distancia se convierte en una variable por demás importante, ya que si la bomba no es capaz de suministrar la carga necesaria para el bombeo, ésta cavitará.

En una bomba rotatoria de engranes la diferencia de presiones existentes entre la succión y la descarga provoca el bombeo de un punto a otro, existe sin embargo un NPSH requerido por la acción del llenado de los espacios que deja el rotor y el piñón que provoca el llenado inadecuado de estos espacios que puede provocar la cavitación, sin embargo esta situación se ve compensada con la diferencia de presiones.

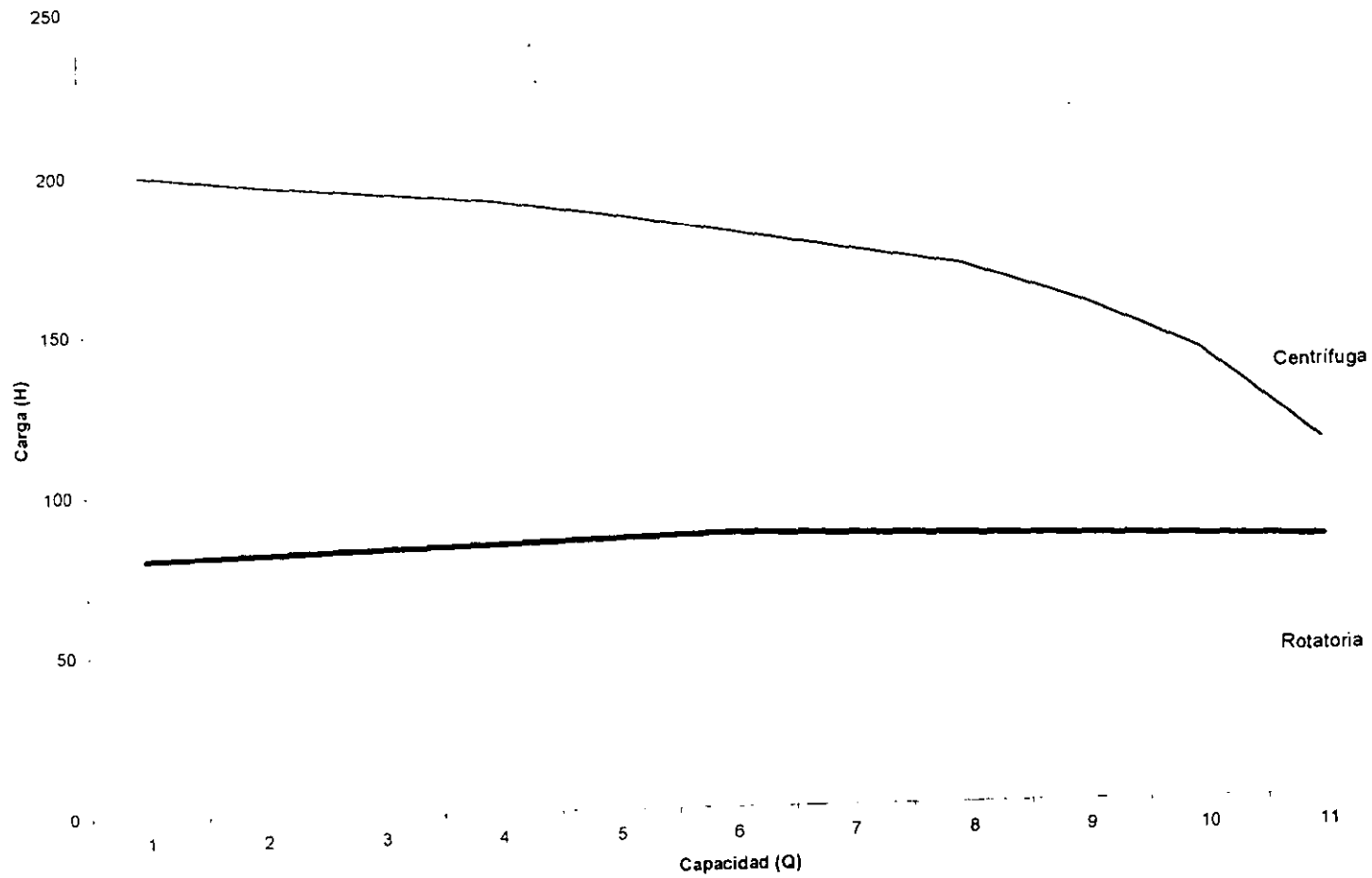


Figura 4.20 Potencia (BHP) vs. Capacidad (Q)

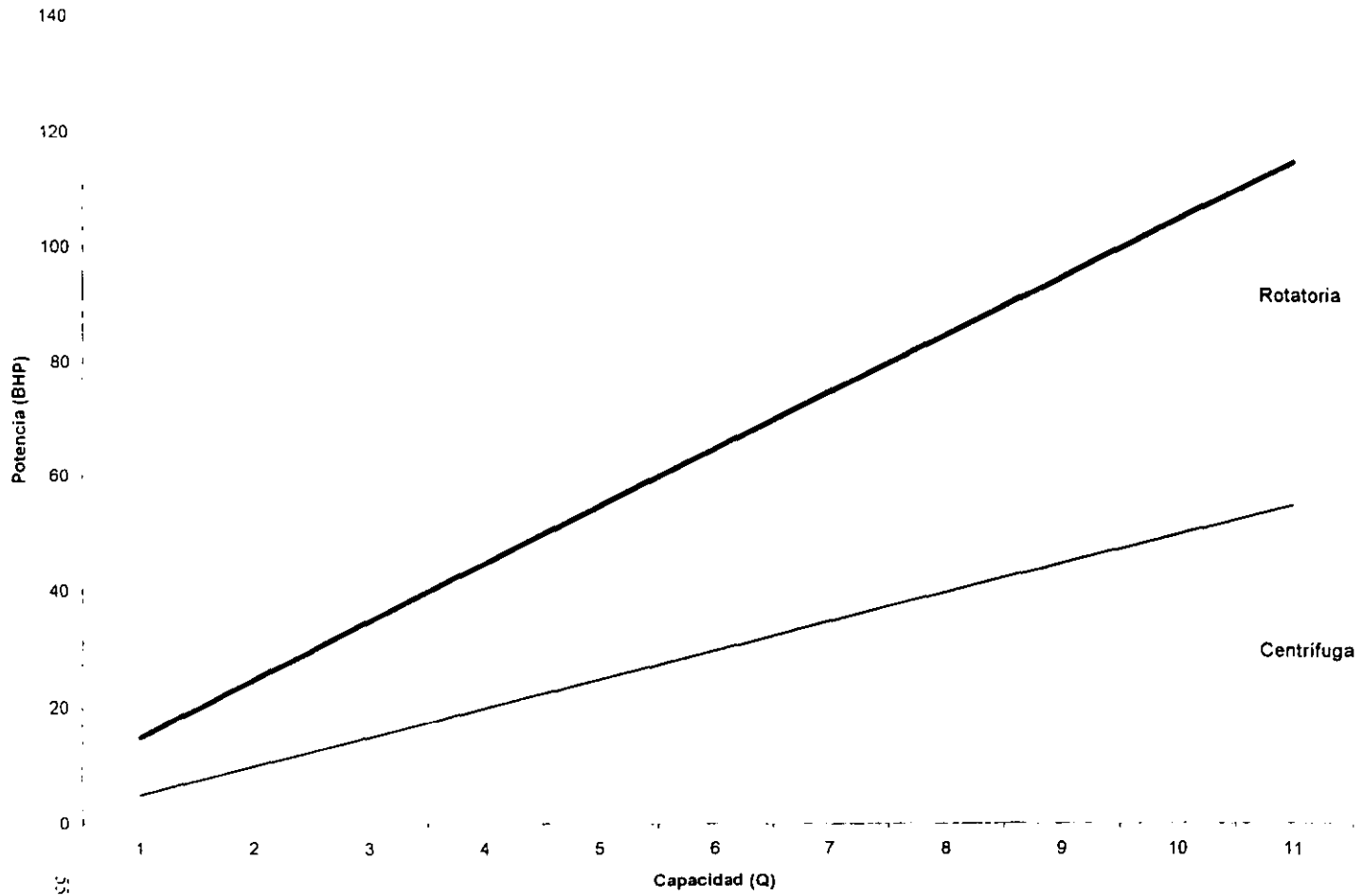


Figura 4.21 Eficiencia (n) vs. Capacidad (Q)

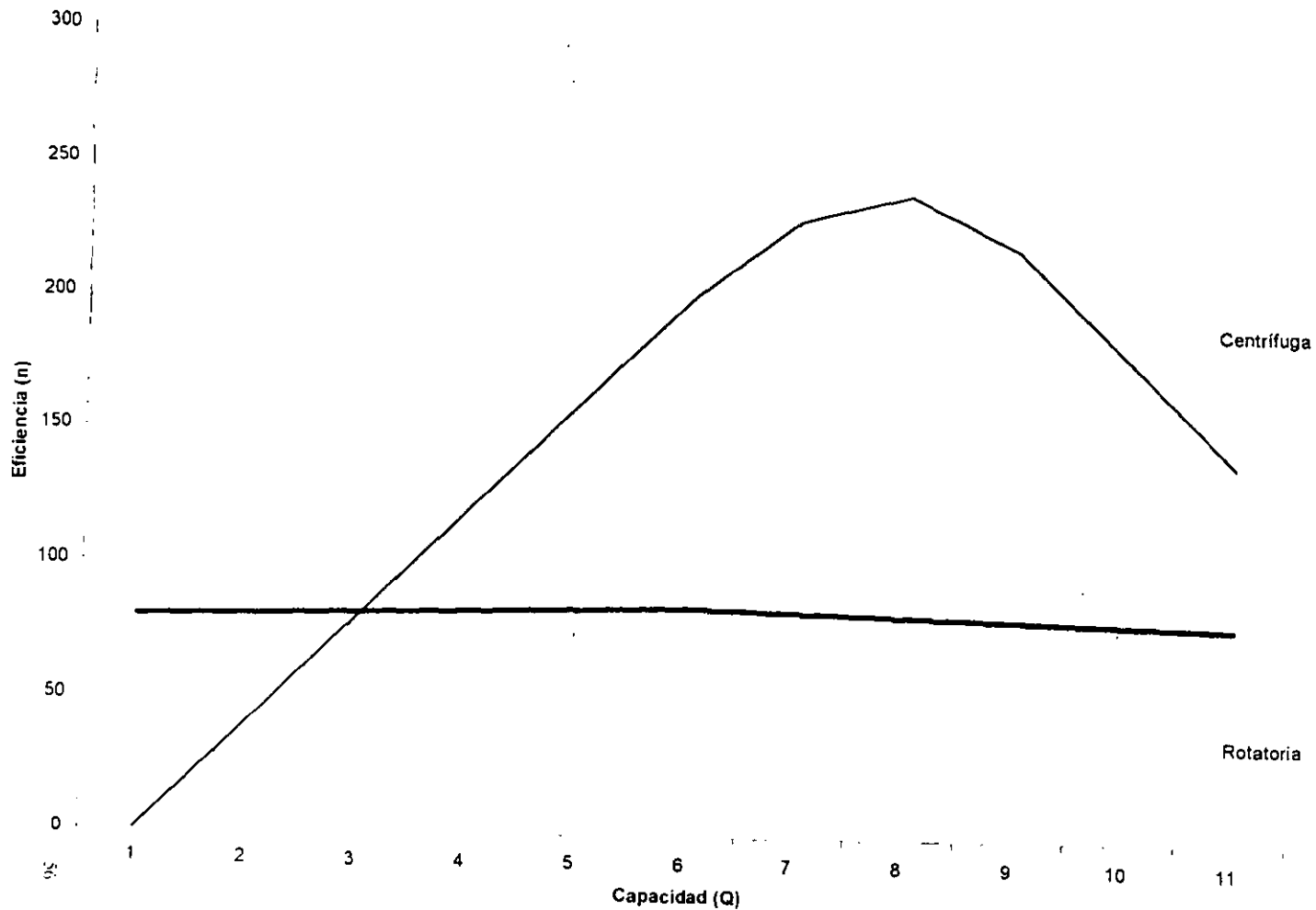




Figura 4.22 Velocidad (v) vs. Capacidad (Q)

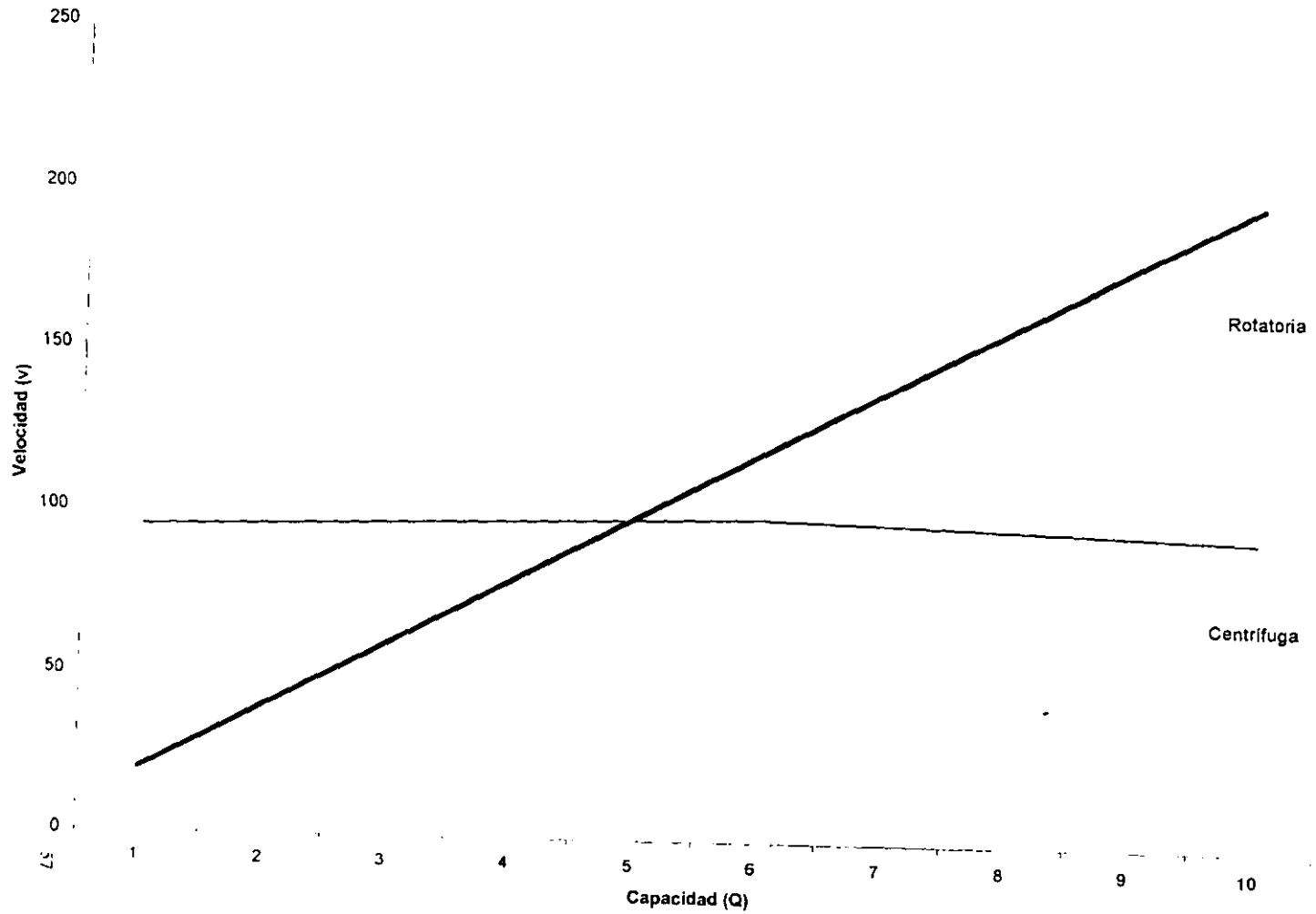
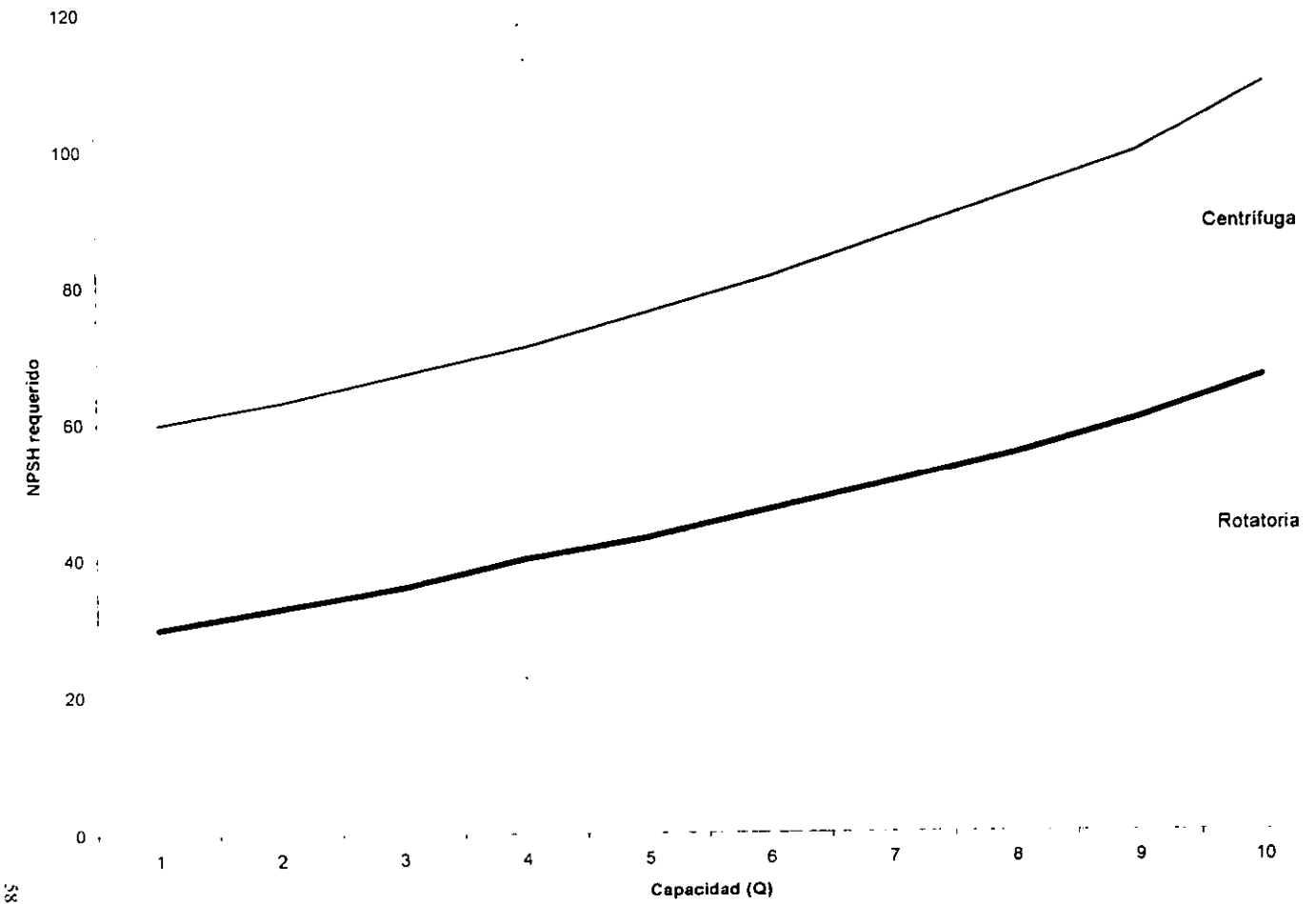


Figura 4.23 NPSH requerido vs. Capacidad (Q)



**CAPITULO 5**  
**ESTUDIOS DE CASO**

# Proceso 1

## Aplicación:

1,600 GPM de Acetona

30 psig presión en el tanque

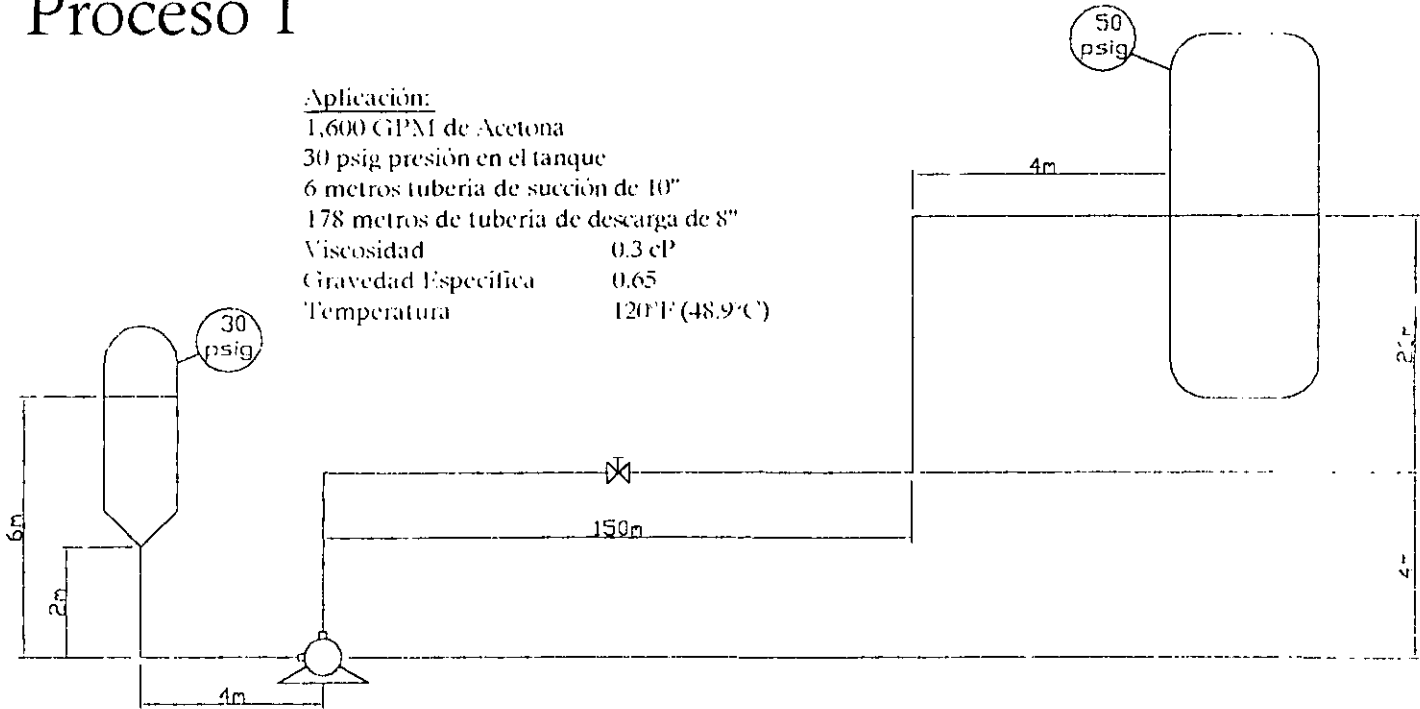
6 metros tubería de succión de 10"

178 metros de tubería de descarga de 8"

Viscosidad 0.3 cP

Gravedad Específica 0.65

Temperatura 120°F (48.9°C)



El problema consiste en seleccionar el equipo de bombeo adecuado para el proceso que se muestra en la figura. Se necesitan bombear 1600 GPM (galones por minuto) de acetona que se encuentra a una temperatura de 120°F. La presión atmosférica es de 11 psi. Las propiedades físicas del acetona son tomadas de la literatura y son las siguientes.

$$\begin{array}{ll}
 Q = 1600 \text{ GPM (363.40 m}^3\text{/hr)} & \rho \text{ relativa (Sp. Gr.)} = 0.65 \\
 \text{Líquido : Acetona} & \mu = 2.1 \text{ SSU (0.3 cP)} \\
 T = 120^\circ\text{F (49}^\circ\text{C)} & P^\circ_{\text{ACETONA}} = 12 \text{ psig (0.8437 kg/cm}^2\text{)}
 \end{array}$$

**CÁLCULO DEL NPSH DISPONIBLE**

El primer cálculo es el del valor del NPSH disponible del sistema, recordando que este valor siempre debe ser mayor al valor del NPSH requerido que es proporcionado por el fabricante del equipo de bombeo. Para el sistema, la fórmula del NPSH disponible es la siguiente:

$$\text{NPSH}_D = P_T - H_L - P^\circ - \Sigma f \dots\dots\dots(1)$$

**DETERMINACIÓN DE P<sub>T</sub> (Presión absoluta sobre la superficie del líquido en el tanque de suministro)**

P<sub>T</sub> es la suma (o puede ser la diferencia) entre la presión atmosférica y el vacío dentro del tanque.

$$\begin{array}{l}
 P_T = 30 \text{ psig} + 11 \text{ psig} \\
 P_T = 41 \text{ psig} * 2.31 \text{ ft H}_2\text{O/psig} \\
 P_T = 94.71 \text{ ft H}_2\text{O (28.87 mts H}_2\text{O)}\dots\dots\dots (2)
 \end{array}$$

**DETERMINACIÓN DE H<sub>L</sub> (Distancia entre el nivel del líquido a la línea de centros del puerto de succión de la bomba)**

$$\begin{array}{l}
 H_L = 6 \text{ m} * 1 \text{ ft/0.3048 m} \\
 H_L = 19.69 \text{ ft} * 0.65 \text{ (valor de la gravedad específica)} \\
 H_L = 12.80 \text{ ft H}_2\text{O (3.90 mts H}_2\text{O)}\dots\dots\dots (3)
 \end{array}$$

**DETERMINACIÓN DE P° (Presión de vapor del acetona a 120 °F)**

El valor se lee de las tablas, o puede ser dato adicional del problema, que para el caso que nos trata es así, y su valor es de 12 psig.

$$\begin{array}{l}
 P^\circ = 12 \text{ psig} * 2.31 \text{ ft H}_2\text{O/psig} \\
 P^\circ = 27.72 \text{ ft H}_2\text{O (8.45 mts H}_2\text{O)}\dots\dots\dots (4)
 \end{array}$$

### DETERMINACIÓN DE $\Sigma f$ (Pérdidas por fricción)

Basados en las tablas de pérdidas por fricción, tabla B-11b en el apéndice, la caída de presión para 1600 GPM y la tubería de succión de 10" de diámetro es de: 0.527 psi/ft. Por otro lado, a la tubería de succión, cuya longitud es de 6 m (19.69ft) es necesario sumarle la longitud equivalente de un codo de 90° y cuyo cálculo se desarrolla de la siguiente manera:

Para determinar el factor de fricción de la tabla A-24 (pág. 1 de 4) en el apéndice, es necesario calcular el Número de Reynolds para determinar el tipo de flujo a través de la tubería:

$$Q = 1,600 \text{ GPM} = 6.056 \text{ m}^3/\text{min}$$

$$D_1 = 24.287 \text{ cm} = 0.24287 \text{ m}$$

Es necesario conocer la velocidad del acetona en la tubería, por eso se calcula el área de tubo con la fórmula siguiente:

$$A = \frac{\pi D^2}{4}$$

$$A = 4.63 \times 10^{-2} \text{ m}^2$$

$$\therefore v = \frac{6.056 \text{ m}^3/\text{min}}{4.63 \times 10^{-2} \text{ m}^2}$$

$$v = 2.18 \text{ m/s}$$

$$\mu = 0.3 \text{ cP} = 0.0003 \text{ kg/m seg}$$

$$\rho = 650 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{No. Re} = \frac{D \cdot v \cdot \rho}{\mu}$$

$$\text{No. Re} = \frac{0.24287 \cdot 2.18 \cdot 650}{0.0003}$$

No. Re = 1,147,145 (lo que indica un régimen de flujo turbulento)

De la tabla A-24 (pág. 4 de 4) en el apéndice, obtenemos la expresión del factor K para un codo estándar de 90°, siendo el siguiente:  $\kappa = 30f_T$ .

El factor de fricción  $f_T$  se obtiene de la tabla A-24 (pág. 1 de 4) en el apéndice, siendo para un diámetro nominal de 10" el valor:  $f_T = 0.014$ .

Por tanto:

$$\kappa = 30 \cdot 0.014$$

$$\kappa = 0.42$$

Con el valor de  $\kappa$ , de la tabla A-25b se obtiene el valor de la longitud equivalente, en diámetros de tubería, para el flujo turbulento, siendo para este ejemplo de 33 diámetros, que en longitud equivalente de pies de tubería son de: 27.5 ft.

$$\text{Codo} = 27.5 \text{ ft}$$

$$\text{Tubería} = 19.69 \text{ ft}$$

$$\text{Long. Equivalente tubería de succión} = 47.19 \text{ ft (14.38 mts)}$$

Con todos los datos anteriores es posible realizar el cálculo de las pérdidas por fricción:

$$\Sigma f = 0.527 \text{ psi/ft} * 47.19 \text{ ft}/100 * 2.31 \text{ ft H}_2\text{O/psi}$$

$$\Sigma f = 0.57 \text{ ft H}_2\text{O (0.174 mts H}_2\text{O)} \dots \dots \dots (5)$$

Sustituyendo todos los valores de las respuestas (2), (3), (4) y (5) en la fórmula del NPSH disponible –fórmula (1)- tenemos:

$$\text{NPSH}_D = 94.71 \text{ ft} + 12.80 \text{ ft} - 27.72 \text{ ft} - 0.57 \text{ ft}$$

$$\text{NPSH}_D = 79.22 \text{ ft (24.15 mts H}_2\text{O)} \dots \dots \dots (6)$$

**CÁLCULO DE LA CARGA DINÁMICA TOTAL**

La Carga Dinámica Total (C.D.T.) es la suma de la Carga Estática y la Carga Dinámica:

$$\text{CDT} = \text{C}_{\text{EST}} + \text{C}_{\text{DIN}} \dots \dots \dots (7)$$

El valor de la carga estática se calcula como la diferencia entre la altura del nivel de la descarga y el nivel del líquido de la succión, sumado a la diferencia de presiones entre la descarga y la succión.

$$\text{C}_{\text{EST}} = (24 \text{ m} - 6 \text{ m}) * (3.28 \text{ ft} / 1 \text{ m}) + \frac{[(50 \text{ psig} - 30 \text{ psig}) * (2.31 \text{ ft/psig})]}{0.65}$$

$$\text{C}_{\text{EST}} = 59 \text{ ft} + 71 \text{ ft}$$

$$\text{C}_{\text{EST}} = 130 \text{ ft de Acetona (39.624 mts H}_2\text{O)} \dots \dots \dots (8)$$

La Carga Dinámica es la suma de la Carga debida a la Fricción, a la Succión y a la Descarga. La Carga por fricción en la succión ya se había calculado anteriormente para determinar el NPSH<sub>D</sub> (su valor es de 0.57 ft).

Para la descarga el cálculo de la Carga debida a la Fricción se realiza de la misma manera, ya que se determina de la tabla B-11b la caída de presión que existe para 1600 GPM, pero con la tubería de 8" existente en la descarga, siendo el valor de: 1.65 psi/ft.

La longitud total de tubería en la descarga es de 178 m (584 ft), también es preciso sumarle la longitud equivalente total por 3 codos de 90° y una válvula de compuerta.

Al realizar el mismo procedimiento obtenemos los siguientes valores:

- Longitud equivalente por codo = 20.66 ft \* 3 = 62 ft (18.90 mts)
- Longitud equivalente por válvula = 4.76 ft \* 1 = 4.76 ft (1.45 mts)
- Longitud de la tubería = 584 ft (178 mts)
- Longitud equivalente total = 650.76 ft (198.35 mts)

$$C_{DIN} = 0.57 \text{ ft} + \frac{[1.65 \text{ psi/ft} * (650.76 \text{ ft} * 2.31 \text{ psi/ft})]}{0.65 * 100}$$

$$C_{DIN} = 38.73 \text{ ft de Acetona (11.81 mts Acetona)} \dots\dots\dots (9)$$

Al sustituir los valores de Carga Estática y Carga Dinámica (8) y (9) en la ecuación (7) obtenemos:

$$CDT = 130 \text{ ft} + 38.7 \text{ ft}$$

$$CDT = 168.73 \text{ ft de Acetona (51.43 mts Acetona)} \dots\dots\dots (10)$$

Al tener los datos de flujo y carga se puede hacer la selección de la bomba, obteniendo su curva característica H vs. Q. De esta curva se lee el punto de máxima eficiencia operativa que en el que trabaja la bomba, que es útil para el cálculo de la potencia del motor.

La potencia del motor se calcula con la siguiente fórmula:

$$BHP = \frac{Q * CDT * Sp. Gr.}{3960 * \eta} \dots\dots\dots (11)$$

El mejor punto de eficiencia para la curva característica de este ejemplo es de 79%, por lo que sustituyendo los valores tenemos:

$$BHP = \frac{1600 * 168.73 * 0.65}{3960 * 0.8}$$

$$BHP = 59 \text{ hP (44 kW)} \dots\dots\dots (12)$$

Por último, de la gráfica se obtiene el valor del diámetro del impulsor que para este ejemplo resulta ser de 13.5 in.



### 5.1.1 CRITERIOS DE SELECCIÓN DE LA BOMBA CENTRÍFUGA

#### Tamaño y características mecánicas de la bomba.

El tamaño de la bomba que se selecciona en el problema está en función del flujo de la bomba y de la presión total (columna) calculada para el proceso. Para este caso en particular donde el flujo es de 1,600 GPM y la Carga Dinámica Total (Columna de líquido) es de 168.73 ft., la bomba seleccionada tiene las siguientes dimensiones: Puerto de succión de 8" de diámetro, puerto de descarga de 6" de diámetro y el diámetro del impulsor de 13.5". El puerto de succión de la bomba es mayor que el de descarga, porque si aquel es de menor o igual tamaño que éste, la necesidad de NPSH requerida será mucho mayor.

El diseño del impulsor de la bomba se realiza en base a las consideraciones siguientes: Velocidad Específica, la figura 2.8 (capítulo 2) indica los valores de velocidad específica para seleccionar bomba y tipo de impulsor en base a la ecuación:

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

Para el problema los valores son:  $Q = 1,600$  GPM,  $n = 1,750$  rpm y  $H = 168.73$  ft; sustituyendo los valores en la ecuación, se obtiene un valor de velocidad específica,  $N_s = 1,495.22$ . La zona en la cual se encuentra este valor pertenece a una bomba centrífuga con álabes radiales.

Tipo de Impulsor, el impulsor es abierto con base en los siguientes criterios:

1. Mayor área de superficie de contacto.

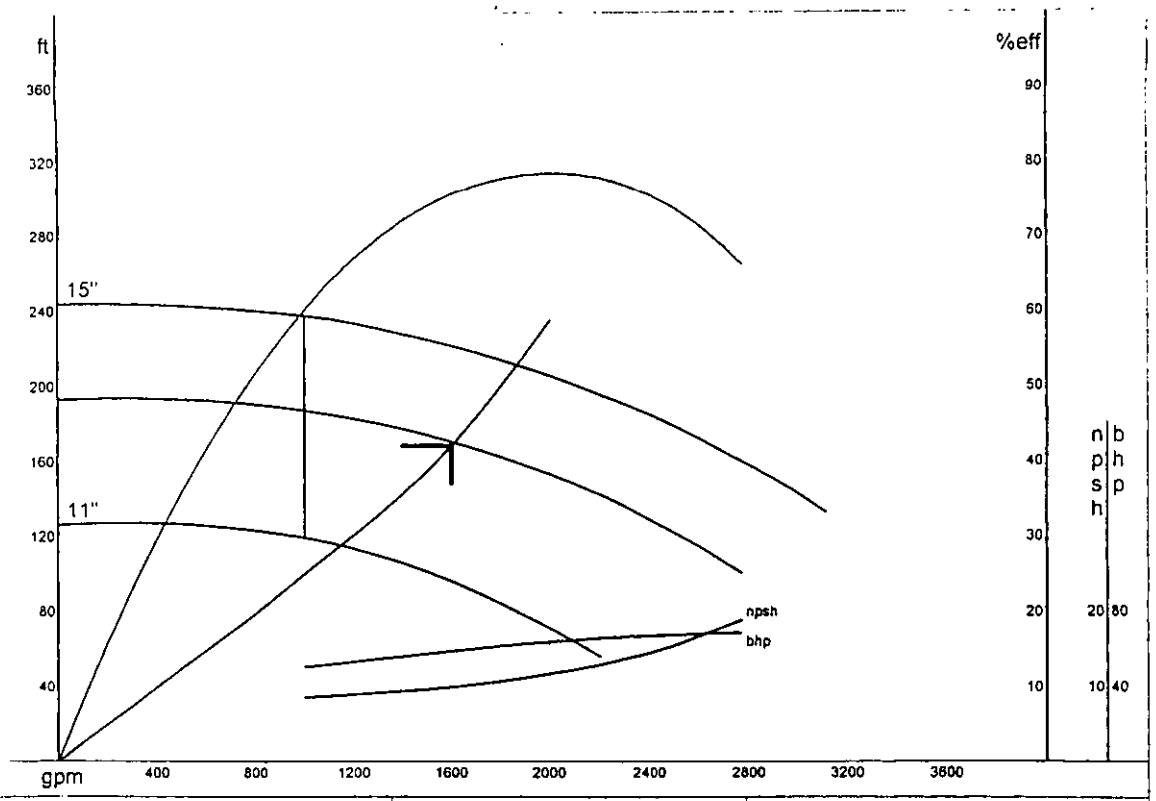
Impulsor abierto	Impulsor cerrado
Superficie de contacto (impulsor de 10")	Superficie de contacto (impulsor de 10")
Área de superficie = $\pi r^2 = \pi (5)^2 = 79 \text{ in}^2$	Área interna = $2 \pi r W = 2 \pi (0.9) (0.9) = 5 \text{ in}^2$
Área Total (Partes delantera y posterior) = $2 \times 79 = 158 \text{ in}^2$	Área cubierta posterior = $\pi r^2 = \pi (5)^2 = 79 \text{ in}^2$
	Área Total = $5 + 79 = 84 \text{ in}^2$

2. Debido al permanente ajuste que requieren los impulsores abiertos, su eficiencia es constantemente renovada, y como consecuencia, se controla el ajuste de los baleros axiales de la bomba.
3. Por último, el mantenimiento del sello mecánico no se ve afectado por el del impulsor.

Los materiales de construcción, así como las características de la bomba se seleccionan de acuerdo a las características del fluido. Para el caso del acetona que es un líquido extremadamente inflamable y que principalmente se emplea como solvente en pinturas, adhesivos, resinas epóxicas y farmacéuticas es empleado el hierro fundido tanto en las partes externas como en las partes internas de la bomba (por ejemplo, la carcasa, la flecha de la bomba, el impulsor, etc.).

Se recomienda el uso de sello mecánico para este proceso, y sus partes principales se describen a continuación: Cara rotatoria en carbón grafito (carbón No. 5), cara estacionaria en acero inoxidable, partes metálicas en acero inoxidable y elementos de sellado secundario (también conocidos como elastómeros) en teflón.

Por último el accionador que para este caso es un motor eléctrico es de 4 polos (es decir de velocidad estándar de 1750 rpm), con característica HAPE (A Prueba de Explosión) esto debido a la naturaleza inflamable del acetona, motor trifásico de 60 ciclos (60 Hz) con 220/440 VCA, que es el voltaje usual para la República Mexicana.

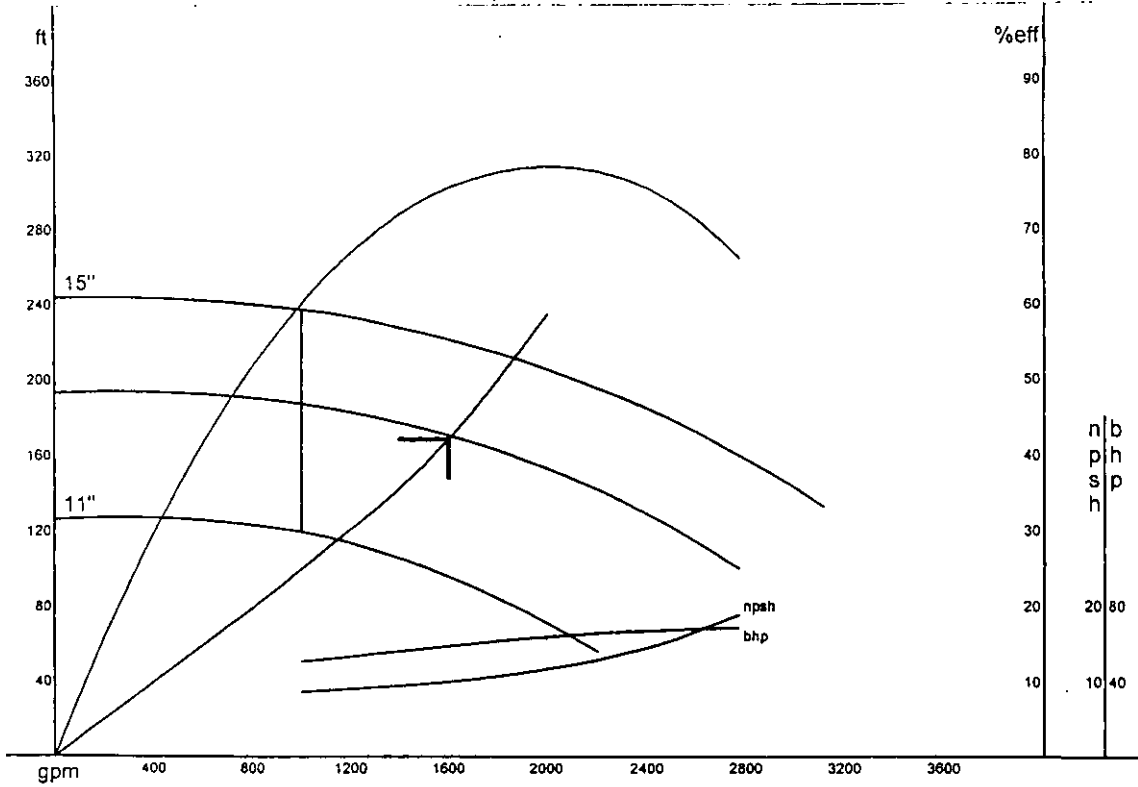


UNAM  
Tesis

Goulds Process Pumps 60 Hz

Size: 6x8-15 XLTX  
Speed: 1780 Dia: 13.5





UNAM  
Tesis

Goulds Process Pumps 60 Hz

Size: 6x8-15 XLTX  
Speed: 1780 Dia: 13.5



# Proceso 2

## Aplicación:

40 GPM de aceite de soya de un recipiente en vacío

24 in.-Hg vacío manométrico en el tanque

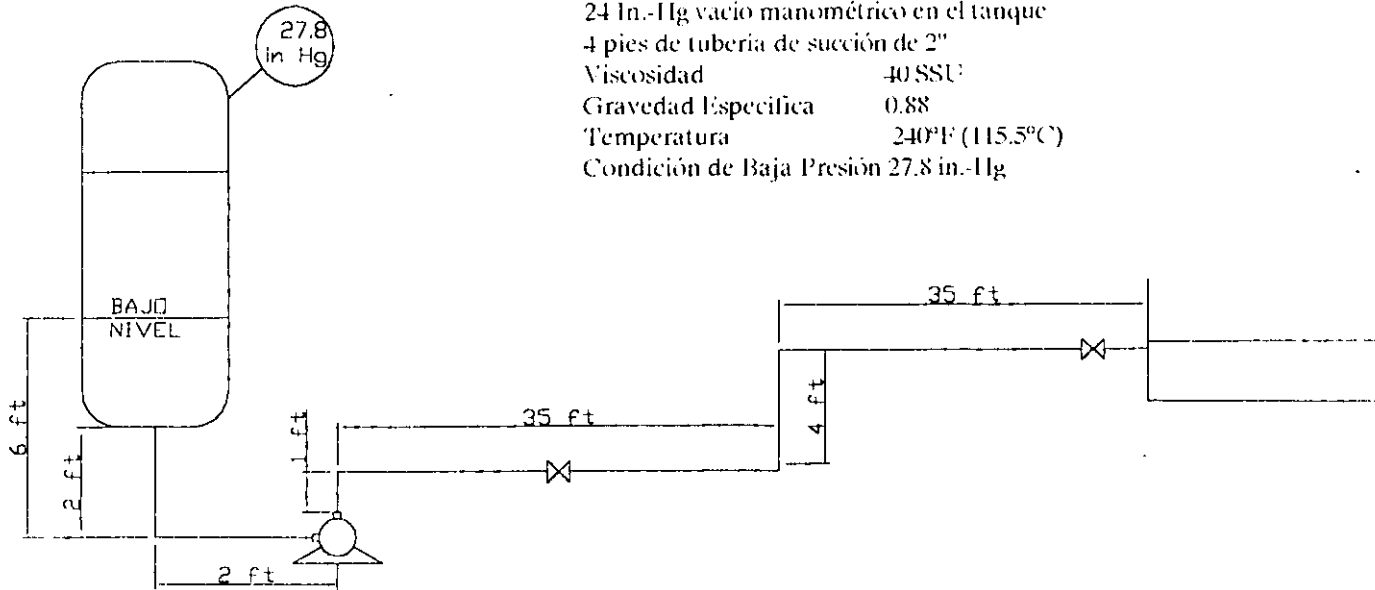
4 pies de tubería de succión de 2"

Viscosidad 40 SSU

Gravedad Específica 0.88

Temperatura 240°F (115.5°C)

Condición de Baja Presión 27.8 in.-Hg



El problema consiste en seleccionar la bomba de desplazamiento positivo necesaria para el transporte de 450 GPM de aceite de soya que se encuentra en un recipiente con 24 in-Hg de vacío manométrico. La condición de baja presión (presión atmosférica) es de 27.8 in-Hg. Las propiedades físicas del aceite de soya son las siguientes:

$$\begin{array}{ll}
 Q = 450 \text{ GPM (102.21 m}^3\text{/hr)} & \rho \text{ relativa (Sp. Gr.)} = 0.88 \\
 \text{Líquido : Aceite de Soya} & \mu = 50 \text{ SSU (9.67 cP)} \\
 T = 240^\circ\text{F (115.55}^\circ\text{C)} & P^\circ_{\text{A. SOYA}} = 0.76 \text{ psig (0.0534 kg/cm}^2\text{)}
 \end{array}$$

La línea de succión consta de 4 ft. de tubería (2 ft. de recorrido horizontal y 2 ft. de recorrido vertical) y su diámetro es de 4"; por otro lado, la línea de descarga cuenta con 70 ft. de recorrido horizontal, 5 ft. de recorrido vertical, 3 codos de 90° y 2 válvulas de compuerta. Se trata de determinar: El diámetro en la tubería de descarga, la velocidad de operación de la bomba, la presión diferencial existente entre la succión y la descarga, el NPSH disponible del sistema, la potencia del motor y la eficiencia mecánica de la bomba.

**CÁLCULO DEL NPSH DISPONIBLE**

El NPSH disponible se calcula de la siguiente fórmula:

$$\text{NPSH} = P_T - H_L - \Sigma f - P^\circ \dots\dots\dots (1)$$

Es necesario por tanto, determinar cada una de las variables involucradas en este sistema siendo el cálculo de la manera siguiente:

\* Determinación de  $P_T$ , presión absoluta sobre la superficie del líquido.  
 Como ya se explicó con anterioridad,  $H_A$  es la diferencia entre la lectura barométrica baja en el exterior del tanque y el vacío dentro del tanque.

$$\begin{aligned}
 P_T &= 27.8 \text{ in-Hg} - 24 \text{ in-Hg} \\
 P_T &= 3.8 \text{ in-Hg} * 1.133 \text{ ft H}_2\text{O/in-Hg} \\
 P_T &= \frac{4.3 \text{ ft H}_2\text{O}}{0.88 \text{ (Gravedad Especifica)}} \\
 P_T &= 4.9 \text{ ft de Líquido (1.49 mts de líquido)}\dots\dots\dots (2)
 \end{aligned}$$

\* Determinación de  $H_L$ , distancia entre el nivel del líquido a la línea de puertos de succión de la bomba.

$$H_L = 6 \text{ ft de Líquido (1.83 mts de líquido)}\dots\dots\dots (3)$$

\* Determinación de  $\Sigma f$ , pérdidas por fricción  
 Para determinar la caída para 450 GPM, viscosidad de 50 SSU y tubería de succión de 4" de diámetro, se toma como referencia la tabla de pérdidas por fricción del apéndice, siendo el valor: 0.06 psi/ft.

**ESTA TESIS NO SALE  
 DE LA BIBLIOTECA**

$H_f = 0.06 \text{ psi/ft} * (4 \text{ ft} + 11 \text{ ft})$  que son las longitudes de tubería y equivalente de codo estándar de 4" de diámetro

$$\Sigma f = 0.9 \text{ psi} * 2.31 \text{ ft H}_2\text{O/psi}$$

$$\Sigma f = \frac{2.08 \text{ ft}}{0.88} \text{ (Gravedad Especifica)}$$

$$\Sigma f = 2.36 \text{ ft de Líquido (0.719 mts de líquido)} \dots \dots \dots (4)$$

\* **Determinación de Hvp, presión de vapor del aceite de soya a 240 °F**

$$P^\circ = 2 \text{ ft de Líquido (0.610 mts de líquido)} \dots \dots \dots (5)$$

Sustituyendo (2), (3), (4) y (5) en la fórmula (1) de NPSH disponible tenemos:

$$NPSH_D = 4.9 \text{ ft} + 6 \text{ ft} - 2.36 \text{ ft} - 2 \text{ ft}$$

$$NPSH_D = 6.54 \text{ ft de Líquido (1.99 mts de líquido)} \dots \dots \dots (6)$$

### LÍNEA DE DESCARGA

Para calcular las pérdidas por fricción de la línea de descarga se refiere nuevamente a las tablas de pérdidas por fricción del apéndice 1, tomando el flujo de 450 GPM y la viscosidad de 50 SSU, tenemos que para la tubería de 4" las pérdidas por fricción son de 0.06 psi/ft.

La longitud total de la tubería de descarga es de 75 ft, y la longitud equivalente de los accesorios se calculan de la tabla de las pérdidas por fricción en accesorios, siendo:

$$\text{Codo estándar de 4"} = 11 \text{ ft} * 3 = 33 \text{ ft (10.06 mts)}$$

$$\text{Válvula compuerta de 4"} = 2.3 \text{ ft} * 2 = 4.6 \text{ ft (1.40 mts)}$$

$$\text{Longitud equivalente por los accesorios} = 37.6 \text{ ft (11.46 mts)}$$

Sustituyendo los valores en la fórmula del cálculo de la presión de descarga:

$$P_{\text{descarga}} = \text{Pérdidas por fricción} * \text{Long. Total de tubo de descarga} * \text{Grav. Espec.}$$

$$P_{\text{descarga}} = 0.06 \text{ psi/ft} * (75 \text{ ft} + 37.6 \text{ ft}) * 0.88$$

$$P_{\text{descarga}} = 5.95 \text{ psi (41.023 kPa)}, \text{ considerando tubería de 4"} \text{ de diámetro} \dots \dots \dots (7)$$

Se realizan los mismos cálculos, tomando ahora tubería de 6" de diámetro, de las tablas de pérdidas por fricción para 450 GPM y 50 SSU, las pérdidas por fricción son de 0.008 psi/ft. Las longitudes equivalentes de los accesorios son:

$$\text{Codo estándar de 6"} = 14 \text{ ft} * 3 = 42 \text{ ft (12.80 mts)}$$

$$\text{Válvula de compuerta de 6"} = 3.5 \text{ ft} * 2 = 7 \text{ ft (2.13 mts)}$$

$$\text{Longitud equivalente por los accesorios} = 49 \text{ ft (14.94 mts)}$$

Dado que la tubería de succión es de 4" de diámetro y la construcción de este tipo de bombas tienen los puertos de succión y descarga del mismo diámetro, la línea de descarga tendrá 4" de diámetro con una presión de descarga de 5.95 psi (aunque la presión de descarga es menor para la tubería de 6", el costo de instalación de este tipo de tubería es mucho mayor que el de 4").

**LÍNEA DE SUCCIÓN**

El cálculo de la presión de succión es de la manera siguiente:

Para 4" de diámetro de tubería, 450 GPM y 50 SSU de viscosidad, las pérdidas por fricción son de 0.06 psi/ft. La longitud equivalente por un codo de 4" es de 11 ft.

$$P_{\text{succión}} = \text{Pérdidas por fricción} * \text{Long. Total tubería de succión} * \text{Grav. Espec.}$$

$$P_{\text{succión}} = 0.06 \text{ psi/ft} * (4 \text{ ft} + 11 \text{ ft}) * 0.88$$

$$P_{\text{succión}} = 0.792 \text{ psi (5.461 kPa)} \dots\dots\dots (8)$$

Los valores de Presión de descarga (7) y Presión de succión (8) nos permiten el cálculo de la Presión diferencial entre la succión y la descarga, que se define como la diferencia entre la presión en la descarga y la succión de la bomba.

$$\text{Presión Diferencial} = 5.95 \text{ psi} - 0.792 \text{ psi}$$

$$\text{Presión Diferencial} = 5.158 \text{ psi (35.563 kPa)} \dots\dots\dots (9)$$

Con los datos de presión diferencial entre succión y descarga, así como el dato de gasto, se establece de la gráfica de la bomba, las RPM de trabajo de la misma y el BHP de operación del equipo para determinar el torque de entrada con la siguiente fórmula:

$$\text{Torque (ft*lb)} = \frac{\text{BHP} * 5252}{\text{RPM}} \dots\dots\dots (10)$$

De la gráfica se lee el dato de velocidad del motor, que es de 480 RPM y la potencia al freno que es de 3.8 hP (2.833 kW), por lo que el torque de entrada es igual a:

$$\text{Torque (ft*lb)} = \frac{3.8 * 5252}{480}$$

$$\text{Torque (ft*lb)} = 41.58 \text{ ft*lb (56.37 J)} \dots\dots\dots (11)$$

Por último, el cálculo de la eficiencia mecánica de la bomba se realiza con la fórmula:

$$\text{Eficiencia Mecánica} = \frac{\text{Presión Diferencial (psi)} * Q \text{ (GPM)} * 100}{\text{BHP} * 1715}$$

$$\text{Eficiencia Mecánica} = \frac{(5.95 - 0.792) * 450 * 100}{3.8 * 1715}$$

$$\text{Eficiencia Mecánica} = 35.62\% \dots\dots\dots (12)$$



## 5.2.1 CRITERIOS DE SELECCIÓN DE LA BOMBA ROTATORIA

**Tamaño y características mecánicas de la bomba rotatoria seleccionada.**

El tamaño de bomba seleccionado corresponde a uno medio-grande, esto debido a que en primera instancia las bombas rotatorias se diseñaron para manejar gastos no muy elevados. Naturalmente no es posible establecer una comparación entre el tamaño de la bomba centrífuga seleccionada en el proceso 1, y la bomba rotatoria seleccionada para este proceso.

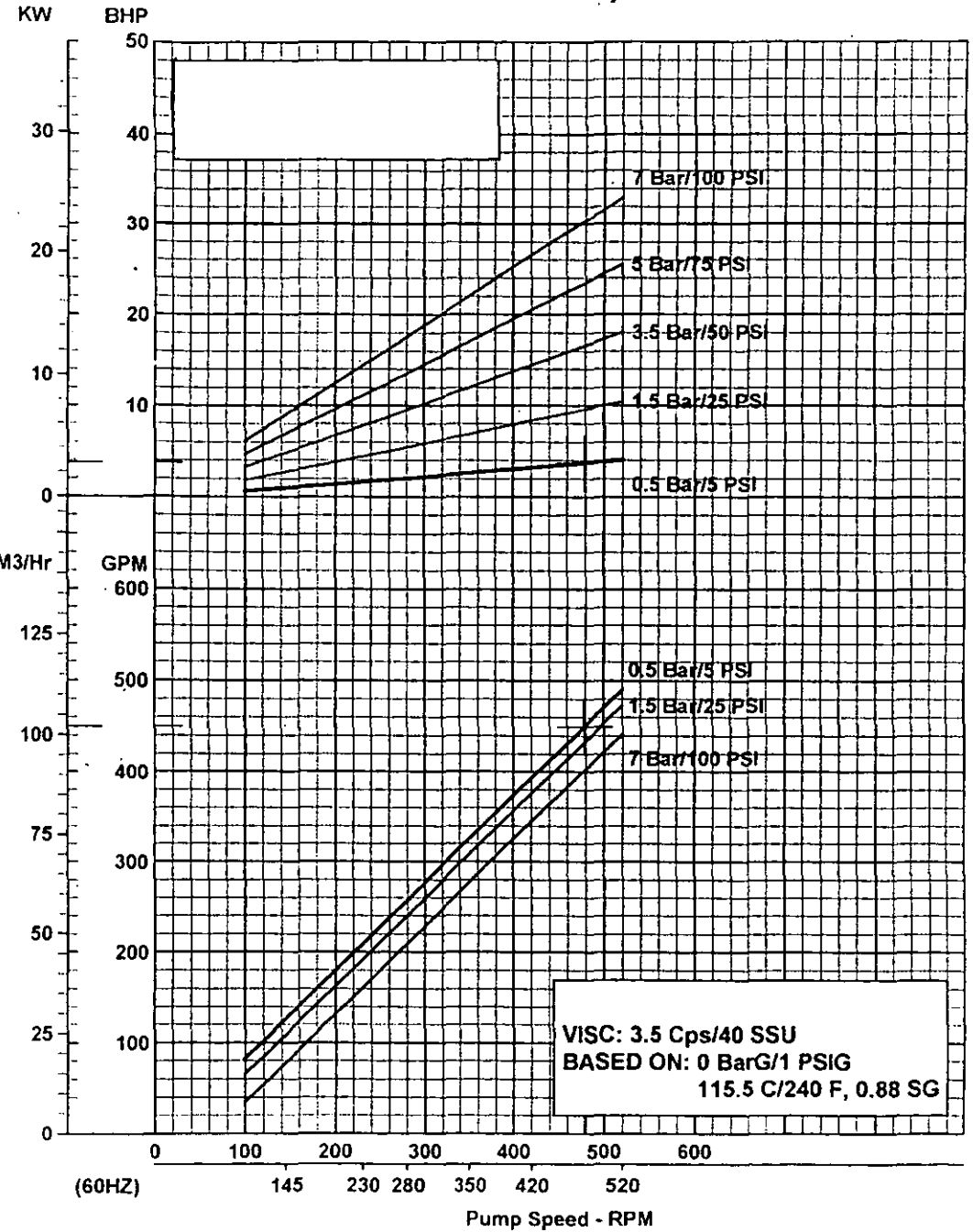
Por lo general este tipo de bombas tienen los puertos de succión y descarga del mismo tamaño (en el caso de este proceso son puertos de 4" de diámetro), esto debido a que el NPSH requerido entra en un segundo plano para la selección. Como el principio de este tipo de bombas es el de desplazamiento, la presión con la que entra el fluido y con la cual sale de la bomba son los factores más importantes, es por eso que si el puerto de succión o el de descarga es mayor la diferencia de presiones será más notable y tendrá impacto en la eficiencia de la bomba.

Los materiales de construcción de la bomba son los siguientes: La carcasa es de hierro fundido, los bujes que están en contacto con el líquido son de carbón grafito (el bronce no se recomienda en aplicaciones de aceites). El rotor y el engrane suelto son de hierro dúctil y acero al carbón respectivamente (establecidos por el fabricante del equipo de bombeo). La válvula de alivio interna está calibrada a 100 psi de presión a reserva de lo establecido por el fabricante, y también es de hierro fundido.

El sello mecánico recomendado para esta aplicación consta de las siguientes partes: Cara rotatoria de carbón, cara estacionaria de acero inoxidable, partes metálicas (cuerpo del sello mecánico) en acero inoxidable, y elementos de sellado secundario (elastómeros) en buna-N.

Como es normal en este tipo de bombas, la velocidad de operación se disminuye debido a la viscosidad del producto, por lo que para variar la velocidad lo que regularmente se usa es un motorreductor de velocidad (equipo que incluye en uno sólo el reductor de velocidad y el motor eléctrico), que cumple con las siguientes características: Reductor con una relación de velocidad de 3.64:1 (la relación se obtiene de dividir las rpm del motor, que en este caso son 1750, entre la velocidad de salida del reductor, 480 rpm) acoplado a motor eléctrico de 4 polos -velocidad de 1750 rpm-, trifásico, de 60 ciclos por segundo (60 Hz), 220/440 VCA, con características TCCVE totalmente cerrado con ventilación exterior.

Differential Pressure Performance Curve for:  
Aceite de soya



## **CONCLUSIONES**

Los resultados presentados en este trabajo pueden sintetizarse de la siguiente manera: De acuerdo al comportamiento de las bombas centrífugas y de las bombas rotatorias de engranes internos, las principales diferencias y aplicaciones de cada una se demuestran en la siguiente tabla.

Características	Cinética CENTRÍFUGA	Desplazamiento Positivo ROTATORIA
Líquido (Ejemplos)	Agua	Lubricantes
Tipo (Maneja densidad)	Baja	Baja y Alta
Viscosidad	Aprox. 30 a 3,000 SSU	Hasta 30 millones SSU
Presión en PSIG	Hasta 500	Hasta 3,000
Velocidad	Alta 1,150 – 3,450 RPM	Media < 1,750 RPM
Capacidad	Alta 100,000 GPM	Media 1,500 GPM
Eficiencia	Rápida caída de la eficiencia con incremento de viscosidad	Relativamente alta
Comportamiento de flujo	Suave	Suave
CNSP (NPSH)	Medio Bajo	Medio Bajo

Mecánicamente se puede decir que la principal diferencia entre la bomba centrífuga y la bomba rotatoria de engranes internos son las partes en movimiento, mientras que para el primer tipo de bomba sólo hay una parte en movimiento, el impulsor, en la segunda tenemos dos partes en movimiento: el rotor y el engrane interno.

La bomba centrífuga transporta líquido de un punto a otro ejerciendo sobre éste la denominada fuerza centrífuga proporcionada por el movimiento circular del impulsor dentro de la carcasa; es necesaria una velocidad mayor debido a la naturaleza del líquido que se bombea, lo que se traduce en una necesidad de carga suficiente para transportar este líquido, considerando la distancia de la cual succionará la bomba y la distancia que recorrerá hasta el punto de descarga.

A diferencia de la antes citada, el principio de operación de las bombas rotatorias de engranes internos (desplazamiento positivo) se basa en el llenado de los espacios existentes entre los dientes del rotor y los engranes del piñón. La velocidad de operación para este tipo de bombas oscila entre la media baja, y una característica muy importante es que esta velocidad puede ser variable puesto que estas bombas fueron diseñadas para manejar líquidos con poca y muy alta viscosidad, lo que se caracteriza en una disminución en la velocidad de operación.

Al comparar los estudios de caso propuestos en este trabajo, se deduce que muchas aplicaciones en las que han sido empleadas bombas centrífugas pueden ser reemplazadas con la utilización de bombas rotatorias, por ejemplo, líquidos como el aceite de soya que no presentan una muy alta viscosidad, pero sin embargo que debido a las características mismas del proceso (condiciones de baja presión, diámetro de la tubería y flujo entre otros), hacen necesaria la utilización de uno de estos equipos en la industria, y que debido a factores económicos o incluso de mala selección del equipo

de proceso, para muchos casos son suministradas bombas centrífugas que no cubren los requerimientos del proceso.

Para finalizar, el análisis de las gráficas muestra de una manera muy clara las diferencias en la aplicación de cada una de las bombas. Cuando se tiene un problema de selección es necesario tomar en cuenta todas las variables involucradas, principalmente las características físicas del líquido y el flujo que se desea transportar (la carga puede ser un dato del problema), esto se debe a que en muchas ocasiones el flujo no es suficiente para una bomba centrífuga o la viscosidad del líquido es tan baja que no permita el uso de una bomba rotatoria de engranes internos.

Siempre existe una correcta selección para un problema en específico, éste se resuelve con una bomba que cubra los requerimientos de carga, capacidad, potencia, eficiencia y NPSH, si la aplicación lo permite y se puede hacer una justa evaluación de ambos tipos de bombas, se seleccionará la que más convenga a las necesidades del proceso que lo demande.

# APÉNDICE

**A-24. TABLA DEL FACTOR "K" (página 1 de 4)**  
**Coefficientes de resistencia (K) válidos para válvulas y accesorios**

("K" está basado en el uso de las tuberías cuyos números de cédula se dan en la página 2-10)

**FACTORES DE FRICCIÓN PARA TUBERÍAS COMERCIALES, NUEVAS,  
DE ACERO, CON FLUJO EN LA ZONA DE TOTAL TURBULENCIA**

Diámetro Nominal	mm	15	20	25	32	40	50	65, 80	100	125	150	200, 250	300-400	450-600
	pulg.	3/4	1/2	1	1 1/4	1 1/2	2	2 1/2, 3	4	5	6	8, 10	12-16	18-24
Factor de fricción (f <sub>f</sub> )		.027	.025	.023	.022	.021	.019	.018	.017	.016	.015	.014	.013	.012

**FÓRMULAS PARA EL CÁLCULO DEL FACTOR "K" PARA VÁLVULAS  
Y ACCESORIOS CON SECCIONES DE PASO REDUCIDO**

Fórmula 1

$$K_2 = \frac{0.8 \left( \sin \frac{\theta}{2} \right) (1 - \beta^2)}{\beta^4} = \frac{K_1}{\beta^4}$$

Fórmula 2

$$K_2 = \frac{0.5 (1 - \beta^2) \sqrt{\sin \frac{\theta}{2}}}{\beta^4} = \frac{K_1}{\beta^4}$$

Fórmula 3

$$K_2 = \frac{2.6 \left( \sin \frac{\theta}{2} \right) (1 - \beta^2)^2}{\beta^4} = \frac{K_1}{\beta^4}$$

Fórmula 4

$$K_2 = \frac{(1 - \beta^2)^2}{\beta^4} = \frac{K_1}{\beta^4}$$

Fórmula 5

$$K_2 = \frac{K_1}{\beta^4} + \text{Fórmula 1} + \text{Fórmula 3}$$

$$K_2 = \frac{K_1 + \sin \frac{\theta}{2} [0.8 (1 - \beta^2) + 2.6 (1 - \beta^2)^2]}{\beta^4}$$

Fórmula 6

$$K_2 = \frac{K_1}{\beta^4} + \text{Fórmula 2} + \text{Fórmula 4}$$

$$K_2 = \frac{K_1 + 0.5 \sqrt{\sin \frac{\theta}{2}} (1 - \beta^2) + (1 - \beta^2)^2}{\beta^4}$$

Fórmula 7

$$K_2 = \frac{K_1}{\beta^4} + \beta (\text{Fórmula 2} + \text{Fórmula 4}), \text{ cuando } \theta = 180^\circ$$

$$K_2 = \frac{K_1 + \beta [0.5 (1 - \beta^2) + (1 - \beta^2)^2]}{\beta^4}$$

$$\beta = \frac{d_1}{d_2}$$

$$\beta^2 = \left( \frac{d_1}{d_2} \right)^2 = \frac{a_1}{a_2}$$

El subíndice 1 define dimensiones y coeficientes para el diámetro menor. El subíndice 2 se refiere al diámetro mayor.

\*Úsese el valor de K proporcionado por el proveedor, cuando se disponga de dicho valor

**ESTRECHAMIENTO BRUSCO Y GRADUAL**



Si:  $\theta < 45^\circ$  .....  $K_2 = \text{Fórmula 1}$

$45^\circ < \theta < 180^\circ$  ....  $K_2 = \text{Fórmula 2}$

**ENSANCHAMIENTO BRUSCO Y GRADUAL**



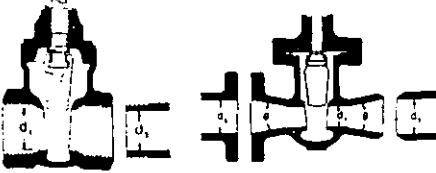
Si:  $\theta < 45^\circ$  .....  $K_2 = \text{Fórmula 3}$

$45^\circ < \theta < 180^\circ$  ....  $K_2 = \text{Fórmula 4}$

**A-24 TABLA DEL FACTOR "K" (página 2 de 4)**  
**Coefficientes de resistencia (K) válidos para válvulas y accesorios**

**VÁLVULAS DE COMPUERTA**

De cuña, de doble obturador o tipo macho (cónico)



- Si:  $\beta = 1, \theta = 0 \dots\dots\dots K_1 = 8 f_T$
- $\beta < 1$  y  $\theta < 45^\circ \dots\dots\dots K_2 = \text{Fórmula 5}$
- $\beta < 1$  y  $45^\circ < \theta < 180^\circ \dots\dots K_3 = \text{Fórmula 6}$

**VÁLVULAS DE RETENCIÓN DE DISCO OSCILANTE**

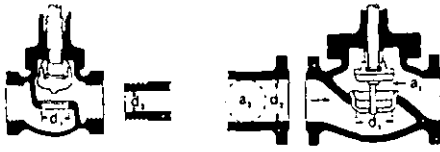


$K = 100 f_T$        $K = 50 f_T$

Velocidad mínima en la tubería para levantar totalmente el obturador

(m/seg) =  $45 \sqrt{V}$       =  $75 \sqrt{V}$   
 (pie/seg) =  $35 \sqrt{V}$       =  $60 \sqrt{V}$   
 U/L Registradas =  $120 \sqrt{V}$       =  $100 \sqrt{V}$

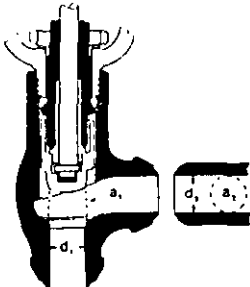
**VÁLVULAS DE GLOBO Y ANGULARES**



Si:  $\beta = 1 \quad K_1 = 340 f_T$



Si:  $\beta = 1 \dots K_1 = 55 f_T$



Si:  $\beta = 1 \dots K_1 = 150 f_T$       Si:  $\beta = 1 \dots K_1 = 55 f_T$

Todas las válvulas de globo y angulares con asiento reducido o de mariposa

Si:  $\beta < 1 \dots K_1 = \text{Fórmula 7}$

**VÁLVULAS DE RETENCIÓN DE OBTURADOR ASCENDENTE**



Si:  $\beta = 1 \dots K_1 = 600 f_T$   
 $\beta < 1 \dots K_1 = \text{Fórmula 7}$

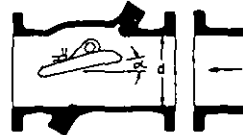
Velocidad mínima en la tubería para levantar totalmente el obturador =  $50 \beta^2 \sqrt{V}$  m/seg       $4 \beta^2 \sqrt{V}$  pie/seg



Si:  $\beta = 1 \dots K_1 = 55 f_T$   
 $\beta < 1 \dots K_1 = \text{Fórmula 7}$

Velocidad mínima en la tubería para levantar totalmente el obturador =  $170 \beta^2 \sqrt{V}$  m/seg       $140 \beta^2 \sqrt{V}$  pie/seg

**VÁLVULAS DE RETENCIÓN DE DISCO BASCULANTE**



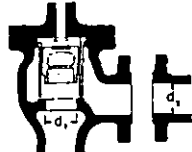
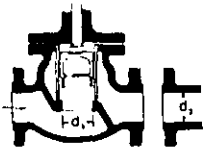
Pasos	$\alpha = 5^\circ$	$\alpha = 15^\circ$
50 mm (2") a 200 mm (8")	$K = 40 f_T$	$K = 120 f_T$
250 mm (10") a 350 mm (14")	$K = 30 f_T$	$K = 90 f_T$
400 mm (16") a 1200 mm (48")	$K = 20 f_T$	$K = 60 f_T$
Velocidad mínima en la tubería para abrir totalmente el obturador = m/seg	$100 \sqrt{V}$	$40 \sqrt{V}$
pie/seg	$8 \sqrt{V}$	$3 \sqrt{V}$



**A-24. TABLA DEL FACTOR "K" (página 3 de 4)**  
 Coeficientes de resistencia (K) válidos para válvulas y accesorios

**VÁLVULAS DE RETENCIÓN Y CIERRE**

(Tipos recto y angular)



Si:

Si:

$\beta = 1 \dots K_1 = 400 f_T$

$\beta = 1 \dots K_1 = 200 f_T$

$\beta < 1 \dots K_2 = \text{Fórmula 7}$

$\beta < 1 \dots K_2 = \text{Fórmula 7}$

Velocidad mínima en la tubería para levantar totalmente el obturador

Velocidad mínima en la tubería para levantar totalmente el obturador

$m/seg = 70 \beta^2 \sqrt{V}$

$= 95 \beta^2 \sqrt{V}$

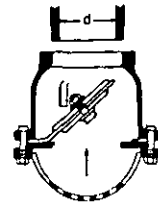
$pie/seg = 55 \beta^2 \sqrt{V}$

$= 75 \beta^2 \sqrt{V}$

**VÁLVULAS DE PIE CON FILTRO**

Obturador ascendente

Obturador oscilante



$K = 420 f_T$

$K = 75 f_T$

Velocidad mínima en la tubería para levantar totalmente el obturador

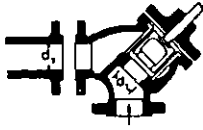
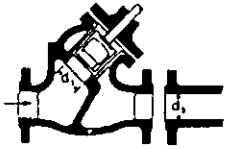
Velocidad mínima en la tubería para levantar totalmente el obturador

$m/seg = 20 \sqrt{V}$

$= 45 \sqrt{V}$

$pie/seg = 15 \sqrt{V}$

$= 35 \sqrt{V}$



Si:

Si:

$\beta = 1 \dots K_1 = 300 f_T$

$\beta = 1 \dots K_1 = 350 f_T$

$\beta < 1 \dots K_2 = \text{Fórmula 7}$

$\beta < 1 \dots K_2 = \text{Fórmula 7}$

velocidad mínima en la tubería para abrir totalmente el obturador

Si:  $\beta = 1, \theta = 0 \dots K_1 = 3 f_T$

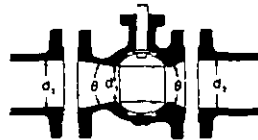
$\beta < 1$  y  $\theta < 45^\circ \dots K_2 = \text{Fórmula 5}$

$\beta < 1$  y  $45^\circ < \theta < 180^\circ \dots K_2 = \text{Fórmula 6}$

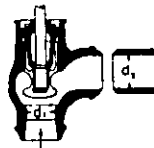
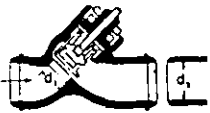
$m/seg = 75 \beta^2 \sqrt{V}$

$pie/seg = 60 \beta^2 \sqrt{V}$

**VÁLVULAS DE GLOBO**



**VÁLVULAS DE MARIPOSA**



$\beta = 1 \dots K_1 = 55 f_T$

$\beta = 1 \dots K_1 = 55 f_T$

$\beta < 1 \dots K_2 = \text{Fórmula 7}$

$\beta < 1 \dots K_2 = \text{Fórmula 7}$

Velocidad mínima en la tubería para levantar totalmente el obturador

$m/seg = 170 \beta^2 \sqrt{V}$

$(pie/seg) = 140 \beta^2 \sqrt{V}$



Diámetro 50 mm (2") a 200 mm (8")  $\dots K = 45 f_T$

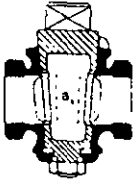
Diámetro 250 mm (10") a 350 mm (14")  $\dots K = 35 f_T$

Diámetro 400 mm (16") a 600 mm (24")  $\dots K = 25 f_T$

**A-24. TABLA DEL FACTOR "K" (página 4 de 4)**  
**Coefficientes de resistencia (K) válidos para válvulas y accesorios**

**VÁLVULAS DE MACHO Y LLAVES**

Paso directo



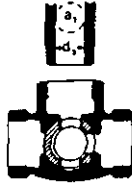
Si:  $\beta = 1$ ,  
 $K_1 = 18 f_T$

tres entradas

Vista X-X



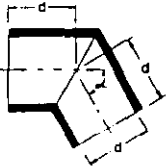
Si:  $\beta = 1$ ,  
 $K_1 = 30 f_T$



Si:  $\beta = 1$ ,  
 $K_1 = 90 f_T$

Si:  $\beta < 1$        $K_1 = \text{Fórmula 6}$

**CURVAS EN ESCUADRA O FALSA ESCUADRA**



$\alpha$	K
0°	2 $f_T$
15°	4 $f_T$
30°	8 $f_T$
45°	15 $f_T$
60°	25 $f_T$
75°	40 $f_T$
90°	60 $f_T$

**CURVAS Y CODOS DE 90° CON BRIDAS O CON EXTREMOS PARA SOLDAR A TOPE**



r/d	K	r/d	K
1	20 $f_T$	8	24 $f_T$
1.5	14 $f_T$	10	30 $f_T$
2	12 $f_T$	12	34 $f_T$
3	12 $f_T$	14	38 $f_T$
4	14 $f_T$	16	42 $f_T$
6	17 $f_T$	20	50 $f_T$

El coeficiente de resistencia  $K_B$ , para curvas que no sean de 90° puede determinarse con la fórmula:

$$K_B = (n - 1) \left( 0.25 \pi f_T \frac{r}{d} + 0.5 K \right) + K$$

$n$  = número de curvas de 90°

$K$  = coeficiente de resistencia para una curva de 90° (según tabla)

**CURVAS DE 180° DE RADIO CORTO**



$K = 50 f_T$

**CODOS ESTÁNDAR**

90°



$K = 30 f_T$

45°



$K = 16 f_T$

**CONEXIONES ESTÁNDAR EN "T"**



Flujo directo .....  $K = 20 f_T$

Flujo desviado a 90°...  $K = 60 f_T$

**ENTRADAS DE TUBERÍA**

Con resalte hacia el interior

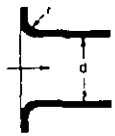


$K = 0.78$

r/d	K
0.00*	0.5
0.02	0.28
0.04	0.24
0.06	0.15
0.10	0.09
0.15 y más	0.04

\*de cantos vivos

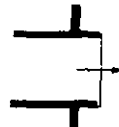
A tope



Véanse los valores de K en la tabla

**SALIDAS DE TUBERÍA**

Con resalte



$K = 1.0$

De cantos vivos



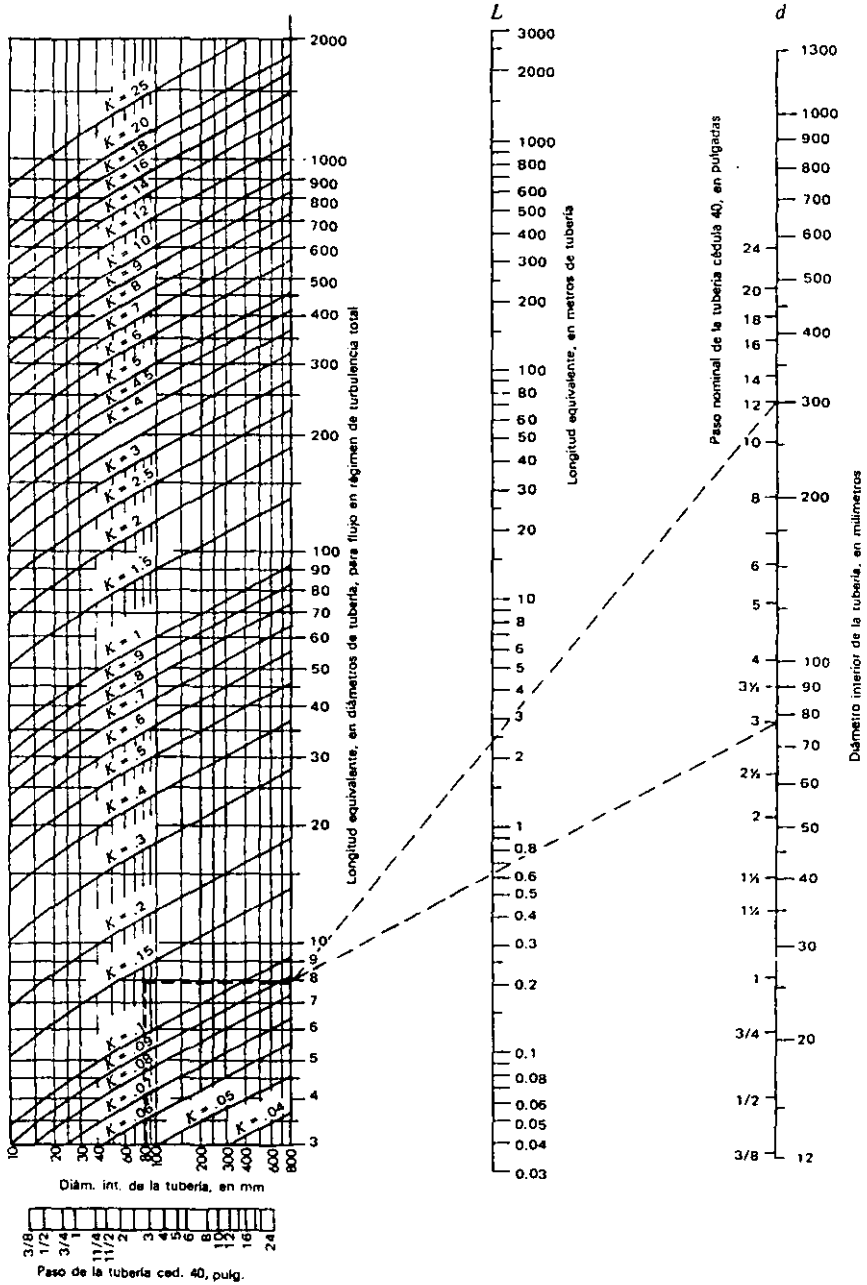
$K = 1.0$

Redondeada

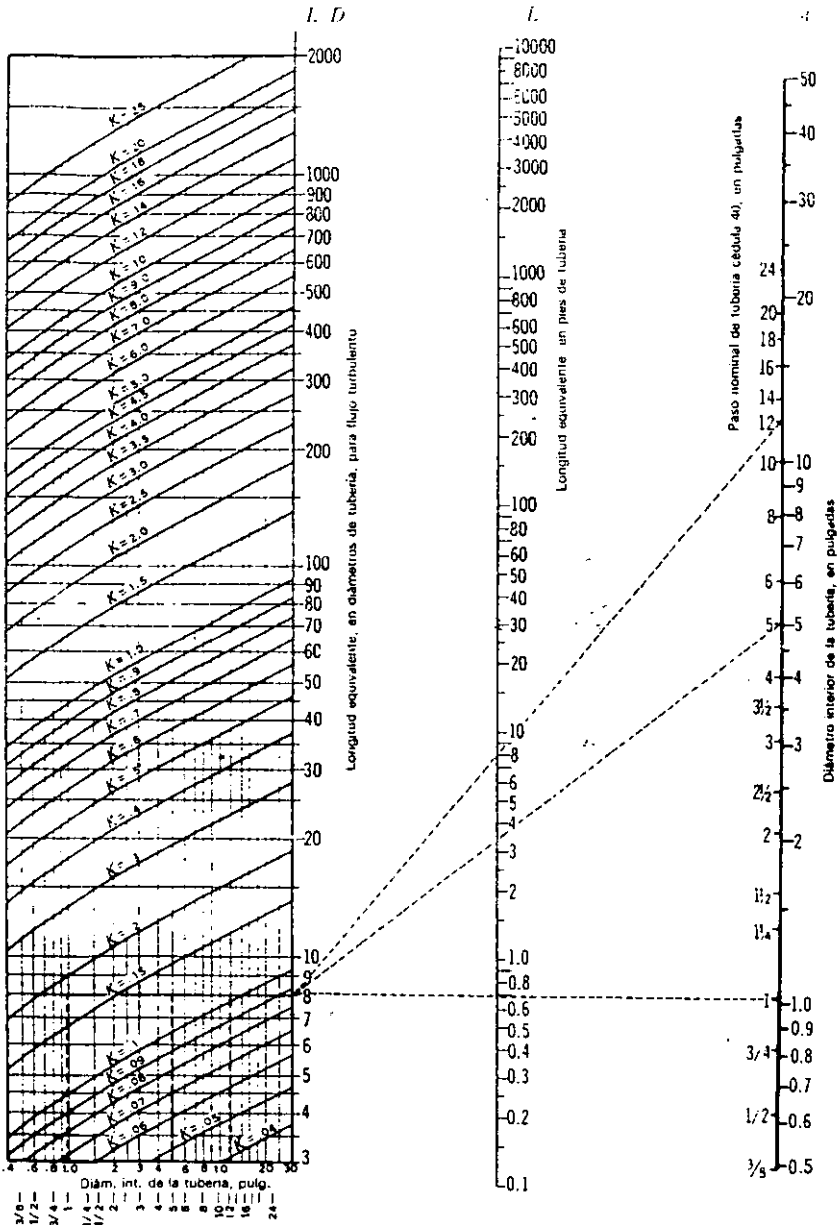


$K = 1.0$

A-25a. Longitudes equivalentes  $L$  y  $L/D$ , nomograma del coeficiente de resistencia  $K$



**A-25b. Longitudes equivalentes  $L$  y  $L/D$ , nomograma del coeficiente de resistencia  $K$**



Peso de la tubería ced. 40, pulg.

B-11b. Flujo de agua en tuberías de acero de cédula 40

Caudal		Caída de presión en 100 pies y velocidad en tuberías de cédula 40 para agua a 60°F															
Galones por minuto	Pies cúbicos por segundo	Velocidad	Caída de presión	Velocidad	Caída de presión	Velocidad	Caída de presión	Velocidad	Caída de presión	Velocidad	Caída de presión	Velocidad	Caída de presión	Velocidad	Caída de presión	Velocidad	Caída de presión
		ft/seg	lb/100ft <sup>2</sup>	ft/seg	lb/100ft <sup>2</sup>	ft/seg	lb/100ft <sup>2</sup>	ft/seg	lb/100ft <sup>2</sup>	ft/seg	lb/100ft <sup>2</sup>	ft/seg	lb/100ft <sup>2</sup>	ft/seg	lb/100ft <sup>2</sup>	ft/seg	lb/100ft <sup>2</sup>
2	0.000466	1.13	1.86	0.616	0.359	0.504	0.159	0.317	0.061								
3	0.000658	1.69	4.22	0.924	0.903	0.672	0.345	0.422	0.086								
4	0.000891	2.36	6.98	1.21	1.61	0.940	0.539	0.525	0.167								
6	0.001114	3.54	10.5	1.54	2.39	1.01	0.751	0.633	0.240								
8	0.00134	4.72	15.0	1.87	3.29	1.34	1.15	0.844	0.408								
10	0.00157	5.90	20.0	2.20	4.44	1.68	1.85	1.06	0.600								
15	0.00235	8.85	30.0	3.30	6.66	2.52	2.78	1.59	0.900								
20	0.00314	11.80	40.0	4.40	8.88	3.36	3.96	2.11	1.20								
30	0.00471	17.70	60.0	6.60	13.20	5.04	5.94	2.81	1.64								
40	0.00628	23.60	80.0	8.80	17.60	6.72	7.92	3.51	2.16								
50	0.00785	29.50	100.0	11.00	22.00	8.40	9.60	4.21	2.70								
60	0.00942	35.40	120.0	13.20	26.40	10.08	11.52	4.91	3.24								
70	0.01099	41.30	140.0	15.40	30.80	11.76	13.44	5.61	3.78								
80	0.01256	47.20	160.0	17.60	35.20	13.44	15.36	6.31	4.32								
90	0.01413	53.10	180.0	19.80	39.60	15.12	17.28	6.91	4.86								
100	0.01570	59.00	200.0	22.00	44.00	16.80	19.20	7.51	5.40								
125	0.0196	74.50	250.0	27.50	55.00	21.60	24.00	9.11	6.30								
150	0.0235	89.90	300.0	33.00	66.00	26.40	28.80	10.71	7.20								
175	0.0274	105.40	350.0	38.50	77.00	31.20	33.60	12.31	8.10								
200	0.0313	120.80	400.0	44.00	88.00	36.00	38.40	13.91	9.00								
250	0.0431	176.20	500.0	55.00	110.00	45.00	48.00	17.11	10.80								
300	0.0549	231.60	600.0	66.00	132.00	54.00	57.60	20.31	12.60								
350	0.0667	287.00	700.0	77.00	154.00	63.00	67.20	23.51	14.40								
400	0.0785	342.40	800.0	88.00	176.00	72.00	76.80	26.71	16.20								
450	0.0903	397.80	900.0	99.00	198.00	81.00	86.40	29.91	18.00								
500	0.1021	453.20	1000.0	110.00	220.00	90.00	96.00	33.11	19.80								
600	0.1374	608.60	1200.0	132.00	264.00	108.00	115.20	39.51	23.40								
700	0.1727	764.00	1400.0	154.00	308.00	126.00	134.40	45.91	27.00								
800	0.2080	919.40	1600.0	176.00	352.00	144.00	153.60	52.31	30.60								
900	0.2433	1074.80	1800.0	198.00	396.00	162.00	172.80	58.71	34.20								
1000	0.2786	1230.20	2000.0	220.00	440.00	180.00	192.00	65.11	37.80								
1250	0.3514	1640.60	2500.0	275.00	550.00	225.00	240.00	81.51	45.00								
1500	0.4242	2051.00	3000.0	330.00	660.00	270.00	288.00	97.91	52.20								
1750	0.4970	2461.40	3500.0	385.00	770.00	315.00	336.00	114.31	59.40								
2000	0.5700	2871.80	4000.0	440.00	880.00	360.00	384.00	130.71	66.60								
2500	0.7586	3927.20	5000.0	550.00	1100.00	450.00	480.00	164.11	81.00								
3000	0.9472	4982.60	6000.0	660.00	1320.00	540.00	576.00	197.51	95.40								
3500	1.1358	6038.00	7000.0	770.00	1540.00	630.00	672.00	230.91	109.80								
4000	1.3244	7093.40	8000.0	880.00	1760.00	720.00	768.00	264.31	124.20								
4500	1.5130	8148.80	9000.0	99.00	1980.00	810.00	864.00	297.71	138.60								
5000	1.7016	9204.20	10000.0	110.00	2200.00	900.00	960.00	331.11	153.00								
6000	2.2802	12259.60	12000.0	132.00	2640.00	1080.00	1152.00	395.51	181.80								
7000	2.8588	15315.00	14000.0	154.00	3080.00	1260.00	1344.00	460.00	210.60								
8000	3.4374	18370.40	16000.0	176.00	3520.00	1440.00	1536.00	524.40	239.40								
9000	4.0160	21425.80	18000.0	198.00	3960.00	1620.00	1728.00	588.80	268.20								
10000	4.5946	24481.20	20000.0	220.00	4400.00	1800.00	1920.00	653.20	297.00								



Figura 6. Tabla de Conversión de Viscosidad

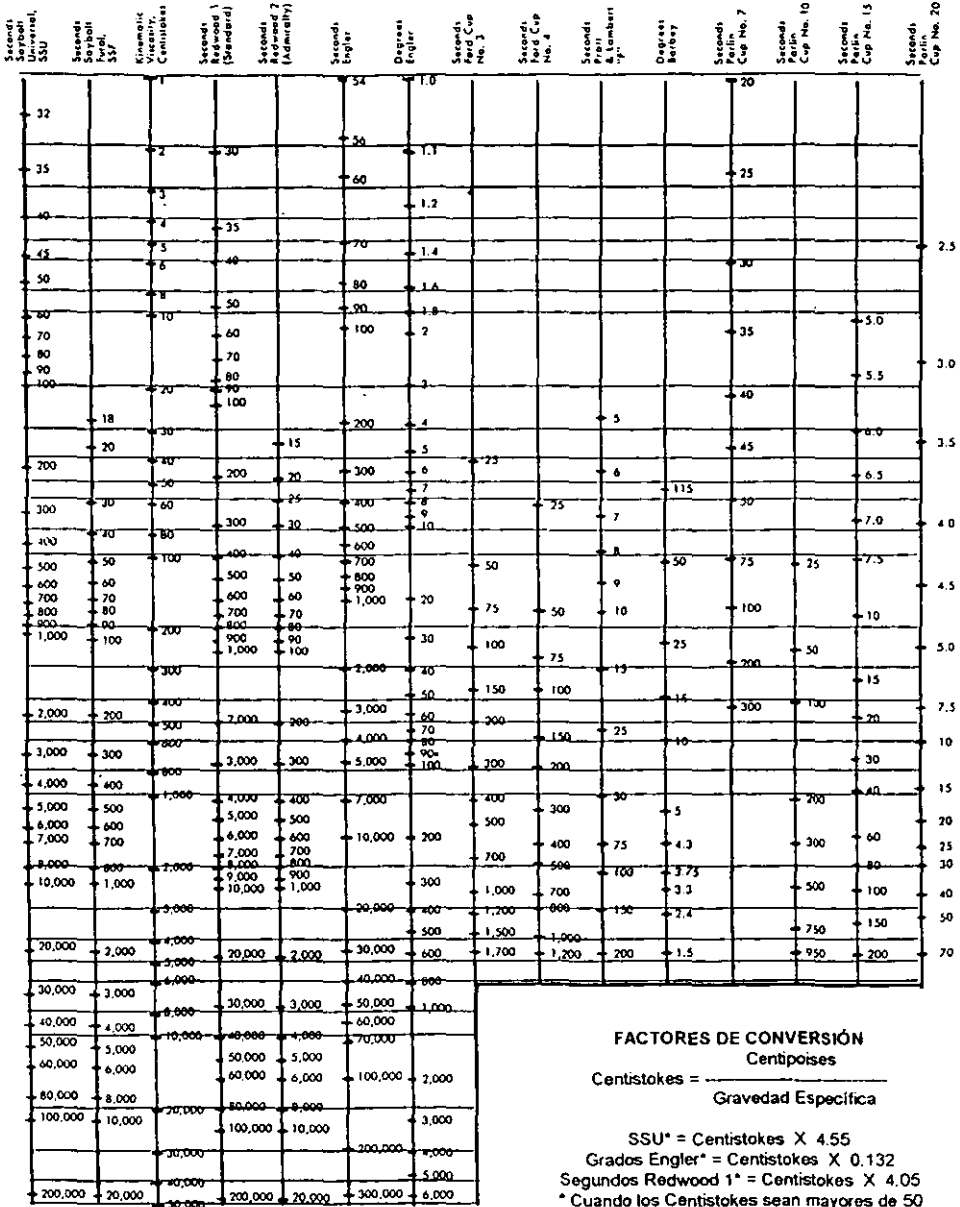


Figura 8. Viscosidad Aproximada y Gravedad Especifica de Líquidos Comunes

LIQUID	Specific Gravity	Temp. °F.	Viscosity, SSU	Temp. °F.	LIQUID	Specific Gravity	Temp. °F.	Viscosity, SSU	Temp. °F.	LIQUID	Specific Gravity	Temp. °F.	Viscosity, SSU	Temp. °F.
Asphalt Virgin	1.03	60	7,500	250	No. 2 Fuel Oil*	.88	60	43	70	Nosin	.98	60	1,500	100
Blended RC.1, MC-1 or SC 1*	1.0	60	2,000	300	No. 3 Fuel Oil*	.88	60	37	100	Sextame	.92	60	600	130
			3,700	100	No. 5A Fuel Oil*	.88	60	40	100				190	190
			1,100	122	No. 5B Fuel Oil*	.88	60	36	130				110	130
RC.3, MC.3 or SC.3*	1.0	60	9,000	122	No. 6 Fuel Oil*	.88	60	90	100	Soya Bean	.94	60	170	100
			3,700	140				60	130	Turpentine	.86	60	100	130
RC.5, MC.5 or SC.5*	1.0	60	55,000	140	SAE No. 10**	.91	60	250	100			33	60	
Asoline lucose*	1.4	60	4,500	180	SAE No. 30*	.91	60	175	130	Syrups	1.43	100	250,000	100
			70,000	100				500	160	Corn*			30,000	130
Glycerine	1.25	70	31	70	SAE No. 50*	.91	60	105	130	Sugar	1.29	60	230	70
			7,500	150				490	100	(60 Brix)			90	100
Lycal Propylene Triethylene Diethylene Ethylene	1.04	70	3,000	70	SAE No. 70*	.91	60	220	130	(62 Brix)		60	300	70
			800	100				1,300	100	(64 Brix)			110	100
SAE No. 90 (Trans)*	1.13	70	240	70	SAE No. 140 (Trans)*	.91	60	90	210	(66 Brix)		60	450	70
			190	70				2,700	100	(68 Brix)			1,000	100
SAE No. 250 (Trans)*	1.12	70	150	70	Vegetable Castor	.97	60	400	130	(70 Brix)		60	400	100
			90	70				1,600	130	(72 Brix)			1,700	70
SAE No. 100 (Trans)*	1.13	70	33	70	China Wood	.94	160	160	210	(74 Brix)		60	1,500	100
			12,000	100				Over 2,100	130	(76 Brix)			10,000	70
SAE No. 130 (Trans)*	1.43	60	4,500	130	Cocoonut	.93	60	1,300	100				5,500	70
			33,000	100				Over 200	210	500	130	1.12	60	1,000
SAE No. 160 (Trans)*	1.45	60	9,000	130	Corn	.92	60	1,400	70	Coke Oven*			1,000	100
			130,000	100				600	100	140	100	1.24	60	150,000
SAE No. 210 (Trans)*	1.48	60	40,000	130	Cotton Seed	.90	60	80	130	Gas House*			11,000	100
								140	130	140	130			
Vegetable Castor	.82	60	130	60	Linseed, raw	.93	60	50	212	Road RT.2*	1.07	60	250	122
			60	100				140	100	50	212			60
China Wood	.85	60	400	60	Olive	.92	60	170	100	RT.6*	1.09	60	1,500	122
			120	100				100	130	100	130			110
Cocoonut	.87	60	650	60	Palm	.92	60	90	130	RT.10*	1.14	60	40,000	122
			180	100				200	100	200	100			300
Cotton Seed	.85	60	2,600	60	Peanut	.92	60	110	130	Water	1.0	60	32	70
			380	100				220	100	125	130			
Linseed, raw	.88	60	37	70				200	100					
			34	100				110	130					

Values given are average values and the actual viscosity may be greater or less than the value given.

Figura 11. Pérdidas por Fricción en Válvulas y Accesorios Standard (La Tabla proporciona longitudes equivalentes en pies de tubería recta)

Tipo de Válvula o Accesorio	Diámetro Nominal de Tubería												
	½"	¾"	1"	1 ¼"	1 ½"	2"	2 ½"	3"	4"	5"	6"	8"	10"
Válvula Compuerta (abierta)	.35	.50	.60	.80	1.2	1.2	1.4	1.7	2.3	2.8	3.5	4.5	5.7
Válvula Globo (abierta)	17.0	22.0	27.0	38.0	44.0	53.0	68.0	80.0	120.0	140.0	170.0	220.0	280.0
Válvula Ángulo (abierta)	8.0	12.0	14.0	18.0	22.0	28.0	33.0	42.0	53.0	70.0	84.0	120.0	140.0
Codo standard	1.5	2.2	2.7	3.6	4.5	5.2	6.5	8.0	11.0	14.0	16.0	21.0	26.0
Codo extendido medio	1.3	1.8	2.3	3.0	3.6	4.6	5.5	7.0	9.0	12.0	14.0	18.0	22.0
Codo extendido largo	1.0	1.3	1.7	2.3	2.8	3.5	4.3	5.2	7.0	9.0	11.0	14.0	17.0
'Te' recla	1.0	1.3	1.7	2.3	2.8	3.5	4.3	5.2	7.0	9.0	11.0	14.0	17.0
'Te' ángulo recto	3.2	4.5	5.7	7.5	9.0	12.0	14.0	16.0	22.0	27.0	33.0	43.0	53.0
Codo retorno 'U'	3.5	5.0	6.0	8.5	10.0	13.0	15.0	18.0	24.0	30.0	37.0	50.0	63.0

Para otros valores, véase la página 510.26



Figura 10. Pérdidas de Presión por fricción en la tubería

(Tubería de acero nueva, cédula 40)

Pérdidas en libras por pulgada cuadrada, por pie de tubería\*

GPM	PIPE SIZE	VISCOSITY, SSU																
		32 (Water)	50	100	200	400	600	800	1000	2000	3000	4000	5000	6000	7000	8000	9000	10,000
1½	¾	.033	.050	.14	.28	.40	.57	1.2	1.3	2.3	4.5	6.0	7.5	8.8				
	½	.013	.020	.053	.11	.24	.35	.47	.60	1.3	1.8	2.4	3.0	3.5	4.2	3.0	3.4	4.0
	1	.0038	.0063	.018	.038	.080	.12	.16	.20	.40	.60	.80	1.0	1.2	1.4	1.6	1.8	2.0
3½	¾	.060	.10	.13	.27	.56	.85	1.1	2.4	2.8	4.3	5.6	7.0	8.5	9.8			
	½	.014	.015	.044	.090	.18	.28	.36	.45	.90	1.4	1.9	2.3	2.8	3.2	3.7	4.1	4.6
	1	.0045	.0060	.016	.035	.070	.10	.13	.18	.35	.50	.70	.85	1.0	1.2	1.3	1.6	1.8
5	¾	.029	.045	.040	.13	.36	.40	.52	.65	1.3	2.0	2.6	3.2	4.0	4.5	3.2	4.0	4.5
	½	.0090	.0092	.018	.050	.10	.15	.20	.25	.50	.72	1.0	1.3	1.5	1.8	2.0	2.2	2.5
	1	.0022	.0028	.0079	.016	.033	.050	.066	.083	.17	.25	.33	.41	.50	.56	.66	.72	.83
7	¾	.055	.075	.090	.18	.36	.35	.73	.90	1.8	2.8	3.6	4.5	5.5	6.2	7.3	8.1	9.0
	½	.016	.025	.032	.070	.14	.21	.28	.35	.70	1.1	1.4	1.8	2.1	2.5	2.8	3.1	3.5
	1	.0040	.009	.011	.023	.046	.070	.092	.11	.22	.35	.46	.60	.70	.80	.92	1.0	1.1
10	¾	.10	.14	.14	.26	.52	.80	1.1	1.3	2.6	4.0	5.2	6.4	8.0	9.0			
	½	.030	.045	.047	.10	.20	.30	.40	.50	1.0	1.5	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0	4.5	5.0
	1	.0080	.013	.016	.033	.066	.10	.13	.17	.34	.50	.68	.85	1.0	1.2	1.3	1.5	1.7
15	¾	.064	.092	.14	.15	.30	.45	.60	.75	1.5	2.3	3.0	3.8	4.5	5.2	6.0	7.0	7.5
	½	.016	.025	.025	.050	.10	.15	.20	.25	.50	.75	1.0	1.3	1.5	1.8	2.0	2.3	2.5
	1	.0075	.011	.013	.026	.052	.080	.11	.13	.28	.40	.52	.66	.80	.92	1.1	1.2	1.3
18	¾	.090	.130	.17	.18	.36	.54	.70	.90	1.8	2.7	3.6	4.5	5.4	6.1	7.0	8.0	9.0
	½	.023	.032	.033	.066	.13	.18	.24	.30	.60	.90	1.2	1.5	1.8	2.1	2.4	2.8	3.0
	1	.011	.016	.016	.032	.064	.098	.13	.16	.32	.49	.64	.82	.98	1.1	1.3	1.5	1.6
20	¾	.090	.130	.17	.18	.36	.54	.70	.90	1.8	2.7	3.6	4.5	5.4	6.1	7.0	8.0	9.0
	½	.023	.032	.033	.066	.13	.18	.24	.30	.60	.90	1.2	1.5	1.8	2.1	2.4	2.8	3.0
	1	.011	.016	.016	.032	.064	.098	.13	.16	.32	.49	.64	.82	.98	1.1	1.3	1.5	1.6
25	¾	.11	.15	.20	.28	.40	.60	.80	1.0	2.0	3.0	4.0	5.0	6.0	7.0	8.0	9.0	10.0
	½	.028	.040	.040	.080	.16	.24	.32	.40	.80	1.2	1.6	2.0	2.4	2.8	3.2	3.6	4.0
	1	.013	.018	.019	.036	.071	.11	.15	.18	.36	.53	.70	.80	1.1	1.3	1.5	1.7	1.8
30	¾	.042	.060	.075	.080	.16	.25	.34	.42	.82	1.3	1.8	2.1	2.5	2.9	3.4	3.7	4.3
	½	.020	.029	.035	.045	.090	.13	.18	.23	.45	.67	.90	1.1	1.3	1.6	1.8	2.0	2.3
	1	.0058	.0083	.0083	.017	.033	.050	.069	.083	.17	.25	.33	.42	.50	.60	.69	.78	.83
35	¾	.060	.083	.10	.10	.20	.30	.40	.50	1.0	1.5	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0	4.5	5.0
	½	.027	.040	.045	.054	.11	.14	.21	.28	.52	.80	1.1	1.4	1.6	1.9	2.1	2.4	2.8
	1	.0080	.012	.016	.030	.040	.040	.080	.10	.20	.30	.40	.50	.60	.70	.80	.90	1.0
40	¾	.080	.11	.13	.13	.23	.33	.44	.59	1.1	1.8	2.3	2.9	3.5	4.0	4.6	5.2	5.9
	½	.037	.052	.065	.065	.13	.19	.25	.32	.62	.94	1.3	1.6	1.9	2.3	2.5	2.8	3.2
	1	.011	.015	.020	.023	.044	.070	.094	.12	.23	.35	.44	.59	.70	.81	.94	1.1	1.2
50	¾	.045	.065	.090	.11	.23	.33	.43	.56	.11	.17	.22	.28	.35	.40	.45	.51	.56
	½	.027	.047	.066	.078	.080	.15	.22	.29	.56	.72	1.1	1.5	1.8	2.2	2.5	2.9	3.2
	1	.013	.020	.024	.026	.033	.080	.11	.13	.30	.40	.53	.68	.80	.92	1.1	1.3	1.3
60	¾	.072	.097	.10	.10	.18	.28	.36	.46	.90	1.4	1.8	2.3	2.8	3.2	3.6	4.0	4.6
	½	.020	.029	.033	.033	.067	.10	.13	.17	.34	.50	.68	.82	1.0	1.1	1.3	1.5	1.7
	1	.0085	.012	.016	.016	.032	.050	.064	.080	.16	.24	.32	.40	.50	.59	.66	.72	.80
70	¾	.090	.14	.16	.16	.22	.32	.42	.54	1.0	1.6	2.2	2.8	3.2	3.8	4.3	4.9	5.4
	½	.029	.040	.044	.044	.080	.12	.16	.20	.40	.60	.80	1.0	1.2	1.4	1.6	1.8	2.0
	1	.012	.017	.022	.022	.038	.059	.078	.097	.19	.29	.38	.49	.59	.70	.78	.88	.97
80	¾	.060	.086	.086	.093	.10	.14	.22	.28	.52	.80	1.0	1.3	1.6	1.9	2.2	2.5	2.8
	½	.020	.028	.037	.045	.090	.079	.10	.13	.26	.39	.50	.65	.79	.90	1.0	1.1	1.3
	1	.0070	.010	.012	.012	.020	.032	.044	.054	.11	.17	.22	.28	.32	.37	.44	.50	.54
90	¾	.082	.10	.11	.11	.18	.28	.35	.45	.90	1.2	1.5	1.8	2.2	2.5	2.8	3.0	3.0
	½	.025	.035	.045	.052	.098	.089	.11	.14	.29	.44	.56	.73	.88	1.0	1.1	1.3	1.4
	1	.0089	.013	.014	.022	.023	.037	.049	.060	.13	.19	.25	.30	.37	.42	.49	.55	.60
100	¾	.080	.10	.13	.13	.20	.28	.34	.48	1.0	1.3	1.7	2.0	2.4	2.8	3.1	3.4	3.4
	½	.032	.043	.055	.060	.063	.099	.13	.16	.33	.50	.63	.80	.99	1.1	1.3	1.5	1.6
	1	.011	.015	.019	.024	.027	.040	.053	.068	.14	.21	.27	.35	.40	.47	.53	.61	.68

\*Para líquidos con una G.E. diferente a 1.00 multiplíquese el valor de esta Tabla por la G.E. del líquido. Para tubería muy usada, añádase 20% a los valores anteriores.

Valores a la derecha de la línea azul corresponden a flujo laminar. A la izquierda corresponden a flujos turbulentos. Para conversión a otras unidades, véase la página 510.22

**Figura 10. Pérdidas de Presión por fricción en la tubería**

(Tubería de acero nueva, cédula 40)

Pérdidas en libras por pulgada cuadrada, por pie de tubería\*

GPM	PIPE SIZE	VISCOSITY, SSU												
		15,000	20,000	25,000	30,000	40,000	50,000	60,000	70,000	80,000	90,000	100,000	150,000	250,000
1½	1½	.27	.50	.42	.73	1.0	1.3	1.5	1.7	1.9	2.2	2.5	2.7	4.2
	1½	.20	.27	.25	.40	.53	.69	.80	.92	1.1	1.2	1.3	2.0	3.5
	2	.075	.10	.12	.15	.20	.25	.30	.35	.40	.46	.50	.75	1.3
	2½	.036	.050	.060	.072	.095	.12	.14	.17	.20	.23	.25	.36	.60
3½	1½	.88	1.2	1.5	1.7	2.4	2.9	3.5	4.0	4.5	5.1	5.9	8.8	14.0
	1½	.47	.60	.80	.92	1.2	1.6	1.8	2.3	2.5	2.8	3.1	4.7	8.0
	2	.18	.23	.29	.35	.46	.57	.70	.85	.93	1.1	1.2	1.8	2.9
	2½	.085	.11	.14	.17	.22	.28	.34	.40	.45	.50	.55	.85	1.4
5	1½	.66	.89	1.1	1.3	1.8	2.2	2.7	3.2	3.6	4.1	4.5	6.6	11.0
	2	.25	.35	.41	.50	.67	.82	1.0	1.2	1.3	1.5	1.7	2.5	4.1
	2½	.13	.16	.21	.25	.33	.41	.50	.59	.66	.75	.81	1.2	2.1
	3	.050	.070	.085	.10	.13	.17	.20	.24	.28	.34	.34	.50	.85
7	1½	.93	1.3	1.6	1.9	2.5	3.1	3.8	4.5	5.0	5.5	6.1	9.2	15.0
	2	.35	.46	.59	.70	.93	1.1	1.4	1.7	1.9	2.1	2.4	3.5	5.8
	2½	.17	.23	.28	.34	.45	.55	.68	.80	.90	1.0	1.1	1.7	2.8
	3	.070	.095	.12	.15	.19	.24	.29	.34	.38	.43	.47	.70	1.2
10	1½	1.3	1.8	2.3	2.7	3.5	4.5	5.4	6.3	7.1	8.0	8.9	13.0	21.0
	2	.40	.65	.84	1.0	1.3	1.7	2.0	2.4	2.8	3.0	3.3	4.0	6.4
	2½	.23	.33	.40	.49	.64	.80	.98	1.1	1.3	1.5	1.6	2.5	4.0
	3	.10	.14	.17	.20	.27	.35	.40	.48	.55	.61	.69	1.0	1.7
15	2	.75	1.0	1.3	1.5	2.0	2.5	3.0	3.6	4.1	4.6	5.0	7.5	12.0
	2½	.36	.50	.60	.72	.95	1.2	1.4	1.7	2.0	2.3	2.5	3.6	5.0
	3	.15	.20	.25	.30	.40	.50	.60	.70	.80	.90	1.0	1.5	2.5
	4	.050	.066	.085	.10	.13	.17	.21	.24	.28	.31	.34	.50	.85
18	2	.90	1.2	1.5	1.8	2.4	3.0	3.7	4.3	4.9	5.4	6.0	9.0	15.0
	2½	.44	.59	.72	.88	1.1	1.4	1.7	2.0	2.3	2.6	2.9	4.4	7.2
	3	.18	.25	.30	.36	.50	.60	.71	.85	.98	1.1	1.2	1.8	3.0
	4	.060	.080	.10	.13	.17	.20	.25	.28	.32	.37	.41	.60	1.0
20	2	1.0	1.3	1.7	2.0	2.7	3.4	4.1	4.8	5.4	6.1	6.8	10.0	16.0
	2½	.49	.65	.80	.96	1.3	1.6	1.9	2.3	2.6	2.9	3.2	4.9	8.0
	3	.20	.28	.34	.41	.54	.69	.80	.95	1.1	1.2	1.3	2.0	3.4
	4	.069	.090	.11	.14	.18	.23	.28	.31	.36	.41	.46	.69	1.1
25	2½	.80	1.0	1.0	1.2	1.6	2.0	2.4	2.9	3.2	3.7	4.0	6.0	10.0
	3	.35	.45	.42	.51	.70	.85	1.0	1.1	1.3	1.6	1.7	2.5	4.2
	4	.085	.11	.14	.18	.23	.28	.35	.40	.45	.52	.58	.85	1.4
	6	.016	.022	.028	.032	.043	.053	.064	.074	.085	.095	.11	.16	.26
30	2½	.72	.99	1.2	1.4	1.9	2.4	2.8	3.4	4.0	4.5	4.9	7.2	12.0
	3	.30	.40	.50	.61	.81	1.0	1.2	1.4	1.6	1.8	2.0	3.0	5.0
	4	.10	.13	.18	.21	.28	.34	.43	.49	.55	.64	.70	1.0	1.8
	6	.020	.026	.033	.040	.051	.065	.078	.092	.10	.12	.13	.20	.33
35	2½	.85	1.1	1.4	1.7	2.3	2.8	3.4	4.0	4.5	5.0	5.5	8.5	14.0
	3	.35	.48	.60	.72	.95	1.2	1.4	1.7	1.9	2.1	2.4	3.5	6.0
	4	.12	.16	.20	.25	.32	.40	.50	.55	.64	.73	.80	1.2	2.0
	6	.023	.030	.039	.046	.060	.076	.091	.10	.12	.13	.15	.23	.39
40	2½	.97	1.3	1.6	2.0	2.5	3.2	3.8	4.5	5.0	5.9	6.3	9.7	16.0
	3	.40	.55	.69	.82	1.1	1.3	1.6	1.9	2.2	2.5	2.7	4.0	6.9
	4	.14	.18	.23	.28	.37	.46	.57	.65	.75	.83	.90	1.4	2.3
	6	.027	.035	.045	.052	.070	.089	.10	.12	.14	.16	.18	.27	.45
50	2½	1.2	1.6	2.0	2.4	3.2	4.0	4.8	5.5	6.4	7.3	8.0	12.0	20.0
	3	.50	.70	.85	1.0	1.4	1.7	2.0	2.4	2.8	3.1	3.4	5.0	8.5
	4	.17	.23	.29	.35	.46	.60	.70	.81	.90	1.0	1.1	1.7	2.9
	6	.033	.044	.055	.065	.086	.11	.13	.15	.17	.19	.22	.33	.55
60	3	.60	.81	1.0	1.3	1.6	2.0	2.5	2.9	3.2	3.7	4.0	6.0	10.0
	4	.20	.27	.35	.41	.55	.70	.84	.99	1.1	1.3	1.4	2.0	3.5
	6	.040	.052	.063	.079	.10	.13	.15	.18	.20	.24	.26	.40	.65
	8	.014	.018	.023	.027	.036	.045	.054	.063	.072	.081	.090	.14	.23
80	3	.80	1.1	1.4	1.7	2.2	2.8	3.2	3.8	4.3	5.0	5.4	8.0	14.0
	4	.27	.36	.46	.55	.74	.91	1.1	1.3	1.5	1.7	1.8	2.7	4.6
	6	.052	.070	.090	1.0	1.4	.18	.21	.25	.28	.31	.35	.52	.90
	8	.018	.024	.030	.036	.048	.060	.072	.085	.096	.11	.12	.18	.30
90	3	.91	1.2	1.6	1.9	2.5	3.0	3.7	4.3	4.9	5.5	6.1	9.1	15.0
	4	.30	.40	.51	.62	.83	1.0	1.3	1.4	1.6	1.8	2.1	3.0	5.1
	6	.060	.079	.10	.12	.15	.20	.23	.27	.31	.36	.39	.60	.79
	8	.020	.027	.034	.040	.055	.067	.080	.095	.11	.12	.13	.20	.34
100	3	1.0	1.4	1.7	2.1	2.8	3.4	4.0	4.7	5.4	6.1	6.9	10.0	16.0
	4	.35	.45	.60	.70	.91	1.1	1.4	1.6	1.8	2.1	2.3	3.5	6.0
	6	.065	.085	.11	.13	.17	.22	.26	.30	.35	.39	.44	.65	1.1
	8	.023	.030	.037	.045	.058	.073	.090	.10	.12	.13	.15	.23	.37

\*Para líquidos con una GE diferente a 100 multiplique el val Tabla por la GE del líquido Para tubería muy usada, adóptese valores anteriores

\*\*Valores a la derecha de la línea azul corresponden a flujo laminar. A la izquierda corresponden a flujos turbulentos. Para conversión a otras unidades, véase la página 510-22

Figura 10. Pérdidas de Presión por fricción en la tubería  
 (Tubería de acero nueva, cédula 40)  
 Pérdidas en libras por pulgada cuadrada, por pie de tubería\*

GPM	PIPE SIZE	VISCOSITY, SSU																
		32 (Water)	50	100	200	400	600	800	1000	2000	3000	4000	5000	6000	7000	8000	9000	10,000
120	2 1/2	.11	.14	.15	.18	.18	.24	.32	.40	.60	1.1	1.5	2.0	2.4	2.9	3.2	3.7	4.0
	3	.045	.060	.075	.078	.078	.12	.15	.19	.40	.60	.77	.99	1.2	1.3	1.5	1.6	1.9
	4	.013	.020	.026	.032	.032	.050	.065	.080	.16	.25	.32	.40	.50	.56	.65	.72	.80
140	2 1/2	.060	.078	.10	.11	.11	.14	.18	.23	.45	.68	.90	1.1	1.3	1.6	1.8	2.0	2.3
	3	.020	.027	.034	.038	.038	.058	.076	.095	.19	.29	.38	.46	.58	.66	.76	.85	.95
	4	.0054	.0075	.0098	.011	.012	.020	.025	.031	.062	.10	.13	.16	.20	.23	.25	.29	.32
150	2 1/2	.065	.085	.11	.13	.14	.14	.19	.24	.50	.70	.95	1.2	1.4	1.6	1.9	2.2	2.4
	3	.022	.030	.038	.040	.040	.060	.080	.10	.20	.30	.40	.50	.60	.70	.80	.90	1.0
	4	.0060	.0085	.011	.013	.014	.021	.027	.035	.078	.10	.14	.17	.21	.24	.27	.32	.35
160	2 1/2	.077	.10	.11	.11	.11	.15	.20	.25	.50	.75	1.0	1.3	1.5	1.8	2.0	2.3	2.5
	3	.025	.035	.044	.050	.050	.065	.087	.11	.22	.33	.44	.55	.65	.76	.87	.98	1.1
	4	.0070	.0095	.012	.014	.015	.022	.030	.037	.071	.11	.15	.18	.22	.26	.30	.33	.37
180	2 1/2	.10	.12	.15	.18	.18	.18	.22	.29	.58	.87	1.1	1.3	1.8	2.0	2.3	2.6	2.9
	3	.032	.047	.053	.065	.071	.074	.10	.12	.25	.37	.50	.62	.74	.85	1.0	1.1	1.2
	4	.0084	.012	.015	.016	.016	.025	.032	.041	.081	.13	.17	.21	.25	.30	.32	.37	.41
200	2 1/2	.12	.14	.18	.19	.20	.20	.25	.32	.63	.96	1.3	1.6	1.9	2.2	2.5	2.8	3.2
	3	.040	.052	.064	.075	.078	.081	.11	.13	.27	.42	.55	.70	.81	.95	1.1	1.2	1.3
	4	.010	.014	.018	.020	.020	.027	.036	.045	.090	.14	.18	.23	.28	.32	.36	.41	.45
250	2 1/2	.16	.19	.22	.22	.22	.22	.27	.35	.70	.95	1.3	1.6	1.9	2.2	2.5	2.8	3.2
	3	.060	.075	.092	.10	.11	.11	.14	.17	.35	.50	.68	.84	1.0	1.2	1.4	1.5	1.7
	4	.016	.021	.026	.031	.033	.033	.045	.058	.11	.18	.25	.29	.35	.40	.45	.52	.58
300	2 1/2	.20	.24	.28	.28	.28	.28	.32	.38	.75	1.0	1.3	1.6	1.9	2.2	2.5	2.8	3.2
	3	.080	.10	.13	.15	.17	.18	.18	.20	.40	.60	.80	1.0	1.2	1.4	1.6	1.8	2.0
	4	.022	.030	.036	.042	.044	.043	.055	.070	.14	.21	.28	.35	.42	.48	.55	.62	.70
400	2 1/2	.28	.34	.40	.40	.40	.40	.45	.55	.90	1.2	1.5	1.8	2.2	2.5	2.8	3.2	3.6
	3	.15	.18	.21	.25	.26	.27	.28	.36	.64	.84	1.1	1.4	1.7	1.8	2.1	2.4	2.8
	4	.040	.050	.060	.070	.073	.075	.078	.090	.18	.28	.37	.46	.55	.64	.72	.82	.90
450	2 1/2	.32	.38	.44	.44	.44	.44	.48	.58	1.0	1.3	1.6	1.9	2.2	2.5	2.8	3.2	3.6
	3	.20	.24	.28	.30	.31	.32	.33	.36	.70	.90	1.1	1.4	1.7	1.8	2.1	2.4	2.8
	4	.060	.070	.080	.090	.092	.093	.094	.095	.18	.28	.37	.46	.55	.64	.72	.82	.90
500	2 1/2	.36	.42	.48	.48	.48	.48	.52	.62	1.1	1.4	1.7	2.0	2.3	2.6	2.9	3.2	3.6
	3	.24	.28	.32	.34	.35	.36	.37	.40	.80	1.0	1.3	1.6	1.9	2.2	2.5	2.8	3.2
	4	.080	.090	.100	.110	.112	.113	.114	.115	.20	.30	.40	.50	.60	.70	.80	.90	1.0
600	2 1/2	.40	.46	.52	.52	.52	.52	.56	.66	1.2	1.5	1.8	2.1	2.4	2.7	3.0	3.3	3.6
	3	.28	.32	.36	.38	.39	.40	.41	.44	.88	1.1	1.4	1.7	2.0	2.3	2.6	2.9	3.2
	4	.10	.12	.14	.16	.17	.18	.19	.20	.30	.40	.50	.60	.70	.80	.90	1.0	1.1
750	2 1/2	.44	.50	.56	.56	.56	.56	.60	.70	1.3	1.6	1.9	2.2	2.5	2.8	3.1	3.4	3.7
	3	.32	.36	.40	.42	.43	.44	.45	.48	.96	1.2	1.5	1.8	2.1	2.4	2.7	3.0	3.3
	4	.12	.15	.18	.20	.21	.22	.23	.24	.34	.44	.54	.64	.74	.84	.94	1.0	1.1
800	2 1/2	.48	.54	.60	.60	.60	.60	.64	.74	1.4	1.7	2.0	2.3	2.6	2.9	3.2	3.5	3.8
	3	.36	.40	.44	.46	.47	.48	.49	.52	1.0	1.3	1.6	1.9	2.2	2.5	2.8	3.1	3.4
	4	.14	.17	.20	.22	.23	.24	.25	.26	.36	.46	.56	.66	.76	.86	.96	1.0	1.1
1000	2 1/2	.52	.58	.64	.64	.64	.64	.68	.78	1.5	1.8	2.1	2.4	2.7	3.0	3.3	3.6	3.9
	3	.40	.44	.48	.50	.51	.52	.53	.56	1.1	1.4	1.7	2.0	2.3	2.6	2.9	3.2	3.5
	4	.16	.19	.22	.24	.25	.26	.27	.28	.38	.48	.58	.68	.78	.88	.98	1.0	1.1
1050	2 1/2	.56	.62	.68	.68	.68	.68	.72	.82	1.6	1.9	2.2	2.5	2.8	3.1	3.4	3.7	4.0
	3	.44	.48	.52	.54	.55	.56	.57	.60	1.2	1.5	1.8	2.1	2.4	2.7	3.0	3.3	3.6
	4	.18	.21	.24	.26	.27	.28	.29	.30	.40	.50	.60	.70	.80	.90	1.0	1.1	1.2

\*Para líquidos con una G.E. diferente a 1.00 multiplique el valor de esta Tabla por la G.E. del líquido. Para tubería muy usada, añádase 20% a los valores anteriores.

Valores a la derecha de la línea azul corresponden a flujo laminar. A la izquierda corresponden a flujos turbulentos.  
 Para conversión a otras unidades, véase la página 510.22

Figura 10. Pérdidas de Presión por fricción en la tubería  
(Tubería de acero nueva, cédula 40)  
Pérdidas en libras por pulgada cuadrada, por pie de tubería\*

GPM	PIPE SIZE	VISCOSITY, SSU												
		15,000	20,000	25,000	30,000	40,000	50,000	60,000	70,000	80,000	90,000	100,000	150,000	250,000
120	3	1.2	1.6	2.0	2.3	3.2	4.0	4.9	5.8	2.5	7.1	8.0		
	4	.40	.53	.70	.84	1.1	1.4	1.7	2.0	2.2	2.5	2.8	4.0	7.0
	8	.080	.10	.13	.15	.21	.26	.31	.36	.41	.47	.52	.80	1.3
140	3	1.4	1.9	2.4	2.9	3.8	4.7	5.8	6.8	7.4	8.3	9.3		
	4	.47	.62	.81	.99	1.3	1.6	2.0	2.3	2.5	2.8	3.2	4.7	8.1
	8	.091	.12	.15	.18	.25	.30	.36	.42	.48	.55	.60	.81	1.5
150	3	1.5	2.0	2.5	3.1	4.0	5.1	6.1	7.1	8.1	9.1			
	4	.51	.68	.88	1.0	1.4	1.7	2.1	2.4	2.7	3.2	3.5	5.1	8.8
	8	.099	.13	.16	.19	.26	.32	.38	.46	.51	.57	.65	.99	1.6
160	3	1.5	2.0	2.5	3.1	4.0	5.1	6.1	7.1	8.1	9.1			
	4	.53	.71	.92	1.1	1.5	1.8	2.3	2.6	3.0	3.4	3.8	5.5	9.2
	8	.10	.14	.18	.21	.28	.35	.41	.48	.55	.62	.70	1.0	1.8
180	3	.61	.80	1.0	1.3	1.7	2.1	2.5	2.9	3.2	3.7	4.1	6.1	10.0
	4	.12	.16	.20	.23	.31	.40	.47	.55	.61	.70	.79	1.2	2.0
	8	.040	.052	.066	.080	.11	.13	.16	.19	.21	.24	.28	.40	.68
200	3	.61	.80	1.0	1.3	1.7	2.1	2.5	2.9	3.2	3.7	4.1	6.1	10.0
	4	.12	.16	.20	.23	.31	.40	.47	.55	.61	.70	.79	1.2	2.0
	8	.040	.052	.066	.080	.11	.13	.16	.19	.21	.24	.28	.40	.68
250	3	.70	.90	1.2	1.4	1.9	2.3	2.8	3.3	3.6	4.2	4.5	7.0	12.0
	4	.13	.18	.23	.26	.35	.45	.51	.60	.70	.78	.85	1.3	2.2
	8	.043	.060	.075	.090	.12	.15	.18	.21	.24	.28	.30	.45	.75
300	3	.70	.90	1.2	1.4	1.9	2.3	2.8	3.3	3.6	4.2	4.5	7.0	12.0
	4	.13	.18	.23	.26	.35	.45	.51	.60	.70	.78	.85	1.3	2.2
	8	.043	.060	.075	.090	.12	.15	.18	.21	.24	.28	.30	.45	.75
400	3	1.0	1.3	1.8	2.1	2.8	3.5	4.2	4.7	5.4	6.2	7.0	10.0	17.0
	4	.20	.26	.33	.40	.51	.65	.78	.90	1.0	1.2	1.3	2.0	3.3
	8	.048	.060	.11	.13	.18	.22	.27	.31	.35	.40	.45	.68	1.1
450	3	1.4	1.8	2.3	2.8	3.7	4.6	5.5	6.4	7.3	8.2	9.1	13.0	22.0
	4	.26	.35	.45	.51	.70	.88	1.0	1.2	1.4	1.6	1.8	2.6	4.5
	8	.090	.12	.15	.18	.24	.30	.36	.41	.47	.54	.60	.90	1.5
500	3	1.5	2.0	2.6	3.1	4.2	5.0	6.0	7.0	8.0	9.0	10.0	15.0	25.0
	4	.30	.40	.50	.60	.80	1.0	1.2	1.4	1.6	1.8	2.0	3.0	5.0
	8	.10	.14	.17	.20	.28	.34	.40	.46	.54	.61	.68	1.0	1.7
600	3	1.7	2.3	2.9	3.5	4.6	5.7	7.0	8.0	9.0	10.0	12.0	18.0	30.0
	4	.32	.44	.55	.66	.87	1.0	1.3	1.5	1.8	2.0	2.2	3.3	5.5
	8	.11	.13	.19	.23	.30	.37	.45	.51	.60	.66	.74	1.1	1.9
750	3	2.0	2.8	3.5	4.2	5.5	6.9	8.3	9.5	11.0	12.5	14.0	20.0	35.0
	4	.40	.51	.65	.80	1.0	1.3	1.5	1.8	2.1	2.4	2.6	4.0	6.5
	8	.13	.18	.23	.27	.36	.45	.54	.63	.72	.81	.90	1.3	2.3
800	3	.50	.65	.82	1.0	1.3	1.6	2.0	2.3	2.5	2.9	3.2	5.0	8.2
	4	.17	.22	.28	.34	.45	.55	.65	.79	.90	.98	1.1	1.7	2.8
	8	.070	.090	.11	.14	.19	.23	.27	.32	.37	.41	.46	.70	1.1
1000	3	.52	.70	.89	1.0	1.4	1.6	2.1	2.3	2.7	3.1	3.5	5.2	8.9
	4	.18	.24	.30	.36	.48	.60	.71	.84	.95	1.0	1.2	1.8	3.0
	8	.072	.096	.12	.15	.19	.25	.29	.34	.40	.45	.50	.72	1.2
1050	3	.65	.86	1.1	1.3	1.7	2.2	2.6	3.0	3.5	3.9	4.3	6.5	11.0
	4	.23	.30	.37	.45	.60	.74	.90	1.0	1.1	1.3	1.5	2.3	3.7
	8	.091	.12	.15	.18	.25	.30	.36	.42	.49	.55	.61	.91	1.5

\*Para líquidos con una G.E. de 100 multiplíquese el valor de esta Tabla por la G.E. del líquido; para valores anteriores

100 multiplíquese el valor de esta Tabla por la G.E. del líquido; para valores anteriores

Valores a la derecha de la línea azul corresponden a flujo laminar. A la izquierda corresponden a flujos turbulentos. Para conversión a otras unidades, véase la página 510 22

**CONVERSIÓN DE PRESIÓN  
A PIES DE CARGA DE AGUA**

PSI	Pies de Carga	PSI	Pies de Carga	PSI	Pies de Carga
1	2.31	40	92.36	170	392.52
2	4.62	50	115.45	180	415.61
3	6.93	60	138.54	190	438.90
4	9.24	70	161.63	200	461.78
5	11.54	80	184.72	225	519.51
6	13.85	90	207.81	250	577.24
7	16.16	100	230.90	275	634.93
8	18.47	110	253.98	300	692.69
9	20.78	120	277.07	325	750.41
10	23.09	125	288.62	350	808.13
15	34.63	130	300.16	375	865.89
20	46.18	140	323.25	400	922.58
25	57.72	150	346.34	500	1,154.48
30	69.27	160	369.43	1,000	2,308.00

**CONVERSIÓN DE PIES DE CARGA DE AGUA  
A PRESIÓN**

PSI	Pies de Carga	PSI	Pies de Carga	PSI	Pies de Carga
1	0.43	40	25.99	170	66.62
2	0.87	50	30.32	180	97.45
3	1.30	60	34.65	190	108.27
4	1.73	70	38.98	200	119.10
5	2.17	80	43.31	225	129.93
6	2.60	90	47.64	250	140.75
7	3.03	100	51.97	275	151.58
8	3.46	110	56.30	300	173.24
9	3.90	120	60.63	325	216.55
10	4.33	125	64.96	350	259.85
15	6.66	130	69.29	375	303.16
20	12.99	140	73.63	400	346.47
25	17.32	150	77.96	500	389.78
30	21.65	160	83.29	1,000	433.09

**VALORES EQUIVALENTES DE PRESIÓN**

Pulgadas de Hg	Pies de Agua	PSI	Pulgadas de Hg	Pies de Agua	PSI	Pulgadas de Hg	Pies de Agua	PSI
1	1.13	0.49	11	12.45	5.39	21	23.78	10.30
2	2.26	0.98	12	13.97	5.87	22	24.88	10.80
3	3.39	1.47	13	14.70	6.37	23	26.00	11.28
4	4.52	1.95	14	15.82	6.86	24	27.15	11.75
5	5.65	2.44	15	16.96	7.35	25	28.26	12.25
6	6.78	2.93	16	18.09	7.84	26	29.40	12.73
7	7.91	3.42	17	19.22	8.33	27	30.52	13.23
8	9.04	3.91	18	20.35	8.82	28	31.65	13.73
9	10.17	4.40	19	21.75	9.31	29	32.80	14.22
10	11.30	4.89	20	22.60	9.80	29.929	33.947	14.693

**PRESIÓN ATMOSFÉRICA A DIFERENTES ALTITUDES**

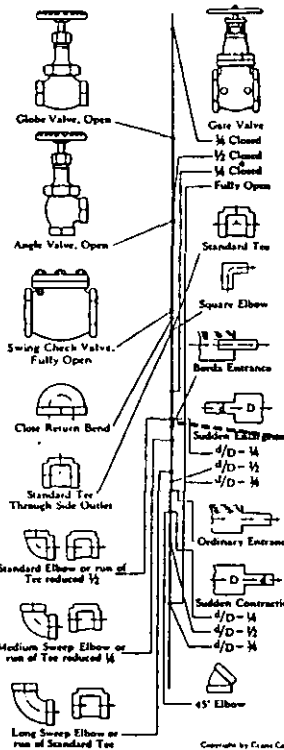
Altitud en Pies S.N.M.M.	Presión Atmosférica en PSI	Lectura Barométrica (pulgadas de Hg)	Carga de Agua en Pies
0	14.7	29.929	33.95
1000	14.2	28.8	32.7
2000	13.6	27.7	31.6
3000	13.1	26.7	30.2
4000	12.6	25.7	29.1
5000	12.1	24.7	27.9
6000	11.7	23.8	27.0
7000	11.2	22.9	25.9
8000	10.8	22.1	24.9
9000	10.4	21.2	24.0
10,000	10.0	20.4	23.1

Para carga en pies de líquido, divídase la carga en pies de agua por la gravedad específica del líquido bombeado.

**COMPARACIÓN DE VACÍO Y PRESIONES ABSOLUTAS A NIVEL DEL MAR**

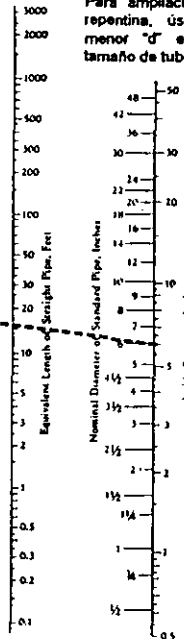
Vacío (in. Hg)	Vacío (mm. Hg)	Presión Absol. (PSI)	Presión Absol. (In. Hg)	Presión Absol. (mm. Hg)	Presión Absol. (in. Agua)	Presión Absol. (Pies Agua)	Altura de Succión (Pies)	Atmósferas
0	0.0	14.7	29.9	759.5	407	33.9	0.00	1.00
2	50.8	13.7	27.9	709	380	31.6	2.27	0.93
4	101.6	12.7	25.9	658	352	29.4	4.53	0.86
6	152.4	11.7	23.8	605	324	27.1	6.80	0.79
8	203.2	10.8	22.0	559	299	24.9	9.07	0.73
10	254.0	9.78	19.9	505	271	22.6	11.34	0.66
12	304.8	8.79	17.9	455	243	20.3	13.61	0.60
14	355.6	7.81	15.9	404	216	18.1	15.88	0.53
16	406.4	6.83	13.9	353	189	15.8	18.14	0.46
18	457.2	5.84	11.9	302	162	13.5	20.41	0.40
20	508.0	4.88	9.9	251	135	11.2	22.68	0.33
22	558.8	3.88	7.9	201	107	8.95	24.95	0.26
24	609.6	2.89	5.9	150	80	6.69	27.22	0.1997
26	660.4	1.91	3.9	99	53	4.42	29.48	0.13
28	711.2	0.92	1.9	48	26	2.15	31.75	0.063
29.9	759.5	0.00	0.0	0.0	0.0	0.00	33.91	0.00

## RESISTENCIA DE VÁLVULAS Y ACCESORIOS AL FLUJO DE FLUIDOS



**Ejemplo**  
La línea punteada muestra que la resistencia de un codo estándar de 6", es equivalente a aproximadamente 16 pies de tubería estándar de 6".

**Nota**  
Para ampliación o contracción repentina, úsese el diámetro menor "d" en la escala de tamaño de tubería.



### TUBERÍA ESTÁNDAR

Todas las dimensiones y pesos son nominales

Size	Diameters		Thick-ness	Length of Pipe Per Sq. Ft. of		Length of Pipe Con-taining One Cu. Ft.	Weight per Ft. Plain Ends	Weight of Water per Ft.
	External	Internal		External Surface	Internal Surface			
1/8	.405	.269	.068	9.431	14.199	25.33.775	.244	.025
1/4	.540	.364	.088	7.073	10.493	1383.789	.424	.045
3/8	.675	.493	.091	5.658	7.747	754.360	.567	.083
1/2	.840	.622	.109	4.547	6.141	473.906	.850	.132
3/4	1.050	.824	.113	3.637	4.635	270.034	1.130	.231
1	1.315	1.049	.133	2.904	3.631	166.618	1.678	.375
1 1/8	1.660	1.380	.140	2.301	2.767	96.275	2.272	.65
1 1/4	1.900	1.610	.145	2.010	2.372	70.733	2.717	.88
2	2.375	2.067	.154	1.608	1.847	42.913	3.652	1.45
2 1/2	2.875	2.469	.203	1.328	1.547	30.077	5.793	2.07
3	3.500	3.068	.216	1.091	1.245	19.479	7.575	3.20
4	4.500	4.026	.237	.848	.948	11.312	10.790	5.50
5	5.561	5.047	.258	.686	.756	7.198	14.617	8.67
6	6.625	6.065	.280	.576	.629	4.984	19.974	12.51
8	8.625	7.981	.322	.442	.478	2.878	28.554	21.70
10	10.750	10.020	.365	.355	.391	1.826	40.483	34.20

### TUBERÍA EXTRA FUERTE

Todas las dimensiones y pesos son nominales

Size	Diameters		Thick-ness	Length of Pipe Per Sq. Ft. of		Length of Pipe Con-taining One Cu. Ft.	Weight per Ft. Plain Ends	Weight of Water per Ft.
	External	Internal		External Surface	Internal Surface			
1/2	.405	.215	.095	9.431	17.766	3966.392	.314	.016
3/4	.540	.302	.119	7.073	12.648	2010.290	.535	.031
1	.675	.423	.126	5.658	9.030	1024.689	.738	.061
1 1/2	.840	.545	.147	4.547	6.995	615.017	1.087	.102
2	1.050	.742	.154	3.637	5.147	333.016	1.473	.188
3	1.315	.957	.179	2.904	3.991	200.193	2.171	.312
4	1.660	1.278	.191	2.301	2.988	112.256	2.996	.56
6	1.900	1.500	.200	2.010	2.546	81.487	3.631	.77
8	2.375	1.939	.218	1.608	1.969	48.766	5.022	1.28
10	2.875	2.323	.276	1.328	1.644	33.976	7.661	1.87
12	3.500	2.900	.300	1.091	1.317	21.801	10.252	2.86
16	4.500	3.826	.337	.848	.998	12.525	14.983	4.98
20	5.563	4.813	.375	.686	.793	7.915	20.778	7.88
24	6.625	5.761	.432	.576	.663	5.524	28.573	11.29
30	8.625	7.025	.500	.442	.500	3.154	43.388	19.78
36	10.750	9.750	.500	.355	.391	1.979	54.735	37.35

Teoría relacionada con las principales variables del sistema.

Esta parte está solamente enfocada a las interacciones entre las flechas acopladas del motor y de la bomba.

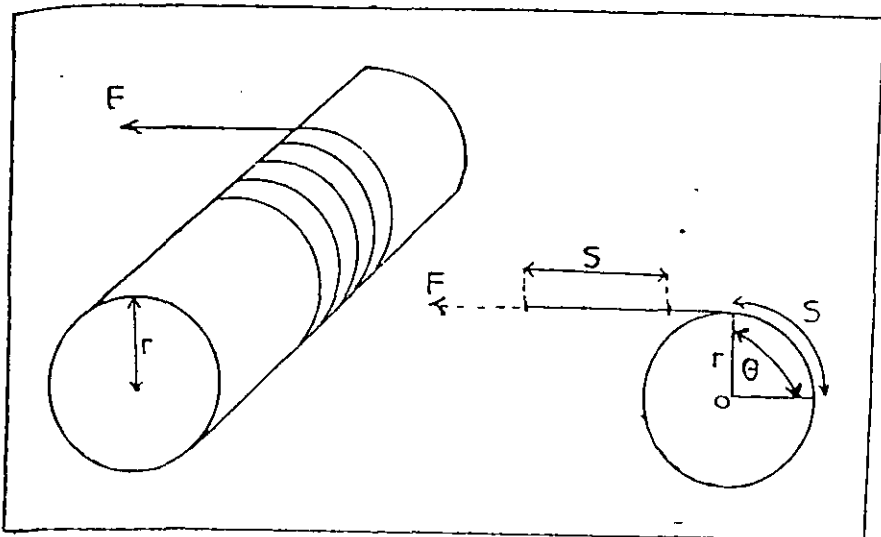
**Caballo de potencia (o caballo de vapor).**- Es la unidad usada para expresar la potencia mecánica cedida o aceptada por una máquina e indica la capacidad para realizar un trabajo entre una unidad de tiempo. En el sistema M.K.S.G.

$$1 \text{ C.P.} = 75 \frac{\text{kg m}}{\text{Seg}}$$

**B.H.P.**- Es la potencia útil disponible en la flecha del motor en unidades de hp.

**Par motor o torque del motor.**- Es el momento de la fuerza (momento = módulo de la fuerza por distancia del eje de rotación a la línea de acción de la fuerza), que produce torsión o giro en la flecha del motor, sus unidades en el sistema M.K.S.G. son  $\text{kg m}$  y en el sistema M.K.S.G. son  $\text{N m}$ .

**Relación entre B.H.P. y par motor.**- Consideramos una sección de flecha cuando un motor está acoplada a una bomba y funcionando, e imaginemos que esta sección es equivalente a tener un alambre enrollado que ejerce una fuerza de torsión  $F$  sobre la flecha, así como lo muestra la figura siguiente.



El trabajo hecho por la fuerza F es:

$$W = F \times S \dots\dots\dots (1)$$

Por la definición de radián:

$$S = r \times \theta \dots\dots\dots (2)$$

Sustituyendo (1) en (2):

$$W = F \times r \times \theta \dots\dots\dots (3)$$

Al producto  $F \times r$  se denomina torque y es el producto de la fuerza por la distancia perpendicular a la línea de acción de la fuerza al eje de rotación, por lo que:

$$W = T \times \theta \dots\dots\dots (4)$$

Por definición de velocidad angular:

$$\omega = \frac{d\theta}{dt} \dots\dots\dots (5)$$

La potencia proporcionada por el motor o recibida por la bomba acoplada será:

$$P = \frac{dW}{dt} \dots\dots\dots (6)$$

Diferenciando la ecuación (4), y despejando a T se obtendrá:

$$T = \frac{dW}{d\theta} \dots\dots\dots (7)$$

Sustituyendo las ecuaciones (5) y (6) en (7) obtendremos:

$$T = \frac{P}{\omega} \dots\dots\dots (8)$$

La velocidad angular en términos de rpm está expresada como:

$$\omega = \frac{2\pi N}{60} \dots\dots\dots (9)$$



Si sustituimos (9) en (8) y si deseamos operar a la potencia P en B.H.P., obtendremos la relación entre par motor y B.H.P.:

$$T = \frac{\text{B.H.P.} \times 76,040}{\frac{2\pi N}{60}}$$

por lo tanto:

$$T = \frac{726,129 \text{ B.H.P.}}{N} \dots \dots \dots (10)$$

Donde:

- F = fuerza que provoca el par motor, en kg.
- N = velocidad de rotación de la flecha, en rpm.
- P = potencia cedida por el motor o recibida por la bomba en (kg x m/seg) x radián.
- r = radio de la flecha en movimiento, en m.
- S = distancia recorrida por el alambre enrollado en la flecha, en m.
- T = torque, en kg x m en ecuación (10).
- t = tiempo, en segundos.
- W = trabajo realizado por la fuerza que actúa sobre la sección de flecha considerada, en kg x m x radián.
- θ = desplazamiento angular, en radianes.
- ω = velocidad angular, en radianes/segundo.
- 1 hp = 76.04  $\frac{\text{kg} \cdot \text{m}}{\text{seg}}$

## **BIBLIOGRAFIA**

Seminario de capacitación, *Bombas centrífugas y bombas de desplazamiento positivo*; U.S.A., Octubre de 1999, sitio web [www.vikingpump.com](http://www.vikingpump.com)

Seminario de capacitación, *Sellos mecánicos y empaques, operación y mantenimiento*; Julio de 1999, México, D.F.

Seminario de capacitación, *Introducción a la Hidráulica y bombas centrífugas*; Agosto de 1999, México, D.F., sitio web [www.gouldspumps.com](http://www.gouldspumps.com)

HICKS, T.G.; *Bombas, selección y aplicación*; México, Ed. C.E.C.S.A., 1994, Pp.: 19, 23, 24, 25, 47..55

McCABE, W.L. & SMITH, J.C.; *Operaciones básicas de ingeniería química*; Barcelona, Ed. Reverté S.A., 1981, Pp.: 198..219

STEWART, H.L.; *Pumps*; U.S.A., McMillan Publishing Company, 1986, Pp.: 124..143

WALAS, S.M.; *Chemical process equipment, selection and design*; U.S.A., Butterworth-Heinemann, 1990, Pp: 131..145

McNAUGHTON, K.J.; *Bombas. Selección, uso y mantenimiento*; México, Ed. McGraw-Hill, 1996, Pp.: 71..82, 194..200, 204

VOLK, M.W.; *Pumps. Characteristics and applications*; U.S.A., Marcel Dekker Inc., 1996, Pp.: 6..16, 26,27, 28

CRANE; *Flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías*; México, Ed. McGraw-Hill, 1996.

## HEMEROGRAFÍA.

MARTÍN, G.R.; *Pumps and MPS: Avoid problems and improbe reliability*; Mayo 1996; Hydrocarbon Processing; Grapevine, Texas; Pp.: 63-65.

DRIEDGER, W.C.; *Controlling centrifugal pumps*; Julio 1995; Hydrocarbon Processing; Alberta, Canada; Pp.: 43-49.

DRIEDGER, W.C.; *Controlling positive displacement pumps*; Mayo 1996; Hydrocarbon Processing; Alberta, Canada; Pp.: 47-50, 53, 54.

## TESIS.

PÉREZ, C.R.; *Diseño de una práctica para el laboratorio de ingeniería química con bombas centrífugas en serie y en paralelo*; 1982, México D.F.