

CAPÍTULO 1

INTRODUCCIÓN

Hidráulica significa la creación de fuerzas y movimientos mediante fluidos sometidos a presión, los cuales son el medio para la transmisión de la energía.

En las técnicas modernas de automatización se ve la importancia que asume la hidráulica en la gran cantidad de campos de aplicación, los cuales se clasifican básicamente en: aplicaciones móviles y aplicaciones estacionarias.

En las aplicaciones móviles se producen movimientos, mientras que las aplicaciones estacionarias son fijas y no se producen desplazamientos. La hidráulica móvil se caracteriza por el hecho de que las válvulas son accionadas generalmente en forma manual, mientras que la hidráulica estacionaria utiliza electroválvulas.

La hidráulica estacionaria tiene principalmente los siguientes campos de aplicación: máquinas de producción y montaje, elevadores, vías de transporte, laminadoras, equipos de elevación y transporte, máquinas para moldear por inyección, prensas, máquinas herramientas con control numérico.

Los campos de aplicación de la hidráulica móvil son: máquinas para la agricultura, máquinas para la industria de la construcción, sistemas de elevación y transporte, palas mecánicas, plataformas de carga, etc.

1.1. OBJETIVO DE LA TESIS.

Se pretende que esta tesis sirva como un apoyo para la materia de potencia hidráulica o Hidráulica industrial de tal forma que sirva como un recurso bibliográfico de consulta. O bien se puede implementar como libro de texto ya que se ha procurado incluir los temas que requiere la materia de tal manera que se sigue el programa de estudio en forma sistemática y progresiva hasta tener un conocimiento teórico práctico de los componentes y sistemas hidráulicos completo.

1.2. JUSTIFICACIÓN DEL TRABAJO.

Esta tesis con su método sistemático y los experimentos que se realizan en los grupos de ejercicios, proporciona conocimientos prácticos de la hidráulica. El alumno entra más profundamente en la materia al confeccionar los protocolos de medición. Y de esta forma se lleva a la práctica lo que se ve en teoría.

1.3. METODOLOGÍA.

Esta tesis tiene la finalidad de servir como medio de apoyo para los cursos de hidráulica y, además, puede ser utilizado como libro de texto para la adquisición de conocimientos sobre la hidráulica en estudios autodidactas.

La tesis cuenta con una parte inicial desde el primer capítulo hasta el capítulo ocho en los cuáles se ofrece información básica de contenido teórico. En esta parte de la tesis se encontrarán explicaciones sobre los fundamentos de la hidráulica, la teoría de los fluidos hidráulicos, la simbología hidráulica y conocimiento sobre los equipos y accesorios relacionados con el tema de la hidráulica.

Después de estudiar los capítulos anteriores se está en posibilidad de diseñar circuitos hidráulicos para diferentes aplicaciones hidráulicas por lo que la segunda parte de la tesis que comprende el capítulo nueve, el estudiante adquiere conocimientos sobre aplicaciones de sistemas hidráulicos y nociones fundamentales relacionadas con los equipos técnicos. La tesis propone una metodología para la solución de una función de control con el fin de que el estudiante aplique dicha solución por sí mismo. Los ejercicios respectivos son resueltos en esta parte del curso y con ellos los estudiantes toman la habilidad de interactuar con los sistemas hidráulicos y sus componentes y de esta forma poder resolver problemas que se presentarán en su campo profesional.

Por último, los capítulos diez, once y doce forman parte de lo que llamamos la tercera parte de la tesis, en la cuál se analizan los aspectos del cálculo en el cuál se ve involucrado un sistema de potencia oleohidráulico y de esta forma se tendría una tesis o curso en el cuál se abarcan estas tres áreas que antes mencionamos: Teoría y bases fundamentales, diseño de circuitos y práctica, y cálculo de sistemas de potencia.

De tal forma de obtener una instrucción completa técnica y de ingeniería con la cuál se puedan beneficiar muchos estudiantes.

CAPÍTULO 2

FUNDAMENTOS DE LA POTENCIA

FLUIDA

2.1. ANTECEDENTES.

La hidráulica tiene las siguientes ventajas comparada con otras tecnologías capaces de generar fuerza, movimiento y señal en los sistemas de control: movimientos exactos, transmisión de fuerzas grandes con elementos de pequeñas dimensiones, arranque de cero con carga máxima, movimientos homogéneos e independientes de la carga, trabajos y conmutaciones suaves, buenas características de mando y regulación, condiciones térmicas favorables.

Las desventajas de la hidráulica al compararla con las otras tecnologías: grado limitado de eficiencia, dependencia de la temperatura por cambios de la viscosidad del fluido, peligro ocasionado por las altas presiones pues los chorros en caso de fuga son altamente cortantes, sensibilidad a la suciedad, contaminación del entorno por fugas de aceite (peligro de incendio y accidentes)

2.2. MECÁNICA DE LOS FLUIDOS.

Cada sistema hidráulico usa mínimo un fluido; algunos sistemas usan más. El principal propósito del fluido hidráulico es el de transmitir energía de un lugar a otro. Los fluidos comúnmente usados en sistemas hidráulicos industriales son usualmente considerados como incompresibles; su volumen no cambia marcadamente cuando una presión es aplicada al fluido.

Todos los sistemas de potencia de fluidos siguen leyes naturales y predecibles. Pascal; un científico francés, desarrollo primero la ley bajo la cual operan los aparatos y sistemas hidráulico modernos. La ley de Pascal establece que: **"La presión aplicada dondequiera a un cuerpo de fluido confinado, es transmitida a cada porción de la superficie del envase que lo contiene"**.

Esta ley hace que la operación de los sistemas de potencia fluida sea altamente predecible. Cuando un fluido hidráulico es vertido dentro de un envase (Fig. 2.1); éste asume la forma del envase. Cuando una fuerza es aplicada al fluido por un pistón u otro aparato similar, el fluido transmite esta fuerza igualmente a todas las paredes del envase. Las flechas en la Fig.(2.1) muestran como el fluido transmite la fuerza aplicada.

2.2.1. FUERZA USADA PARA DESARROLLAR PRESIÓN.

La cara del pistón en la Fig.(2.1) contacta al fluido cuando la fuerza es aplicada a la palanca. Para determinar la presión p , que se desarrolla en el envase cuando una fuerza conocida F es aplicada a un pistón que tiene una área A , se sustituye en

$$p = \frac{F}{A} \quad (2.1)$$

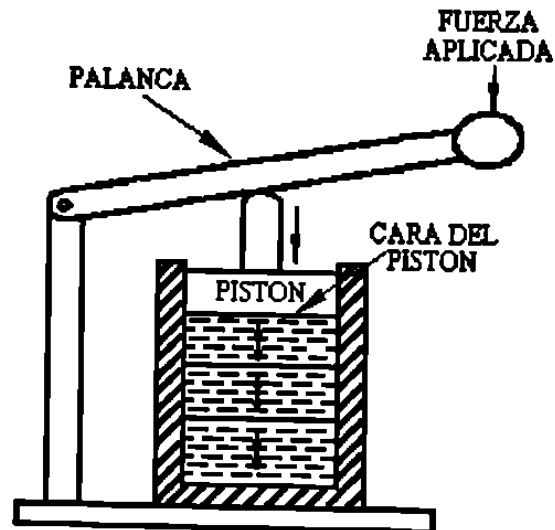


Figura 2.1. Un fluido comprimido por acción de una palanca

EJEMPLO 2-1:

¿Qué presión se desarrolla en el contenedor de la figura 2.1 si la fuerza aplicada al pistón es de 7,850 N y el pistón tiene de área 7.85 cm^2 ?

Magnitudes conocidas:

$$F = 7,850 \text{ N}$$

$$A = 7.85 \text{ cm}^2$$

Sustituyendo en Ecuación (2.1):

$$p = \frac{F}{A}$$

$$p = \frac{7850 \text{ N}}{7.85 \text{ cm}^2}$$

$$p = 1000 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2}$$

como $1 \text{ m}^2 = 10^4 \text{ cm}^2$

$$p = 1000 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2} \left(10^4 \frac{\text{cm}^2}{\text{m}^2} \right)$$

$$p = 10^7 \frac{N}{m^2} \quad \text{ó} \quad 10^7 Pa \quad \text{ya que} \quad 1Pa = \frac{N}{m^2}$$

$$\text{y} \quad 1 \text{ bar} = 100,000 \frac{N}{m^2} = 10^5 Pa$$

por lo tanto;

$$p = \left(10^7 \frac{N}{m^2} \right) \left(\frac{1 \text{ bar}}{10^5 \frac{N}{m^2}} \right)$$

$$\underline{p = 100 \text{ bar}}$$

2.2.2. PRESIÓN USADA PARA DESARROLLAR FUERZA.

La Fuerza fue usada para desarrollar presión. El reverso de ésta operación usando presión para desarrollar fuerza puede también ser desarrollada por un sistema hidráulico. Asuma que un operador mueve la palanca en la Fig.(2.2) atrás y adelante hasta que una presión de 1000 Pa es desarrollada en el cilindro. La ley de Pascal establece que la presión es transmitida a cada parte del envase. Por tanto una presión de 1000 Pa es ejercida sobre los 3 pistones A, B y C en Fig.(2.2).

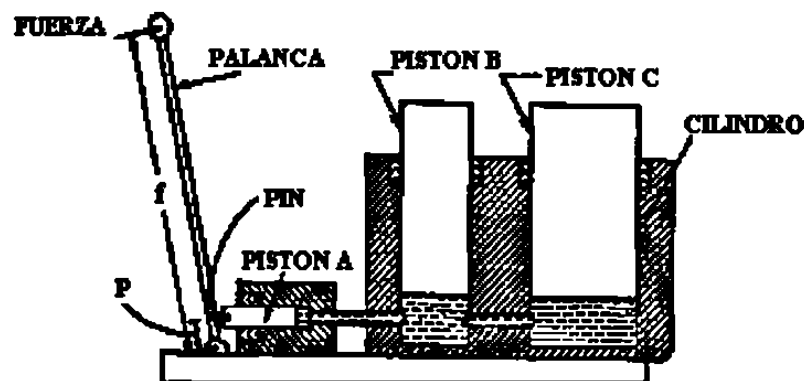


Figura 2.2. Áreas efectivas determinan la fuerza desarrollada por un pistón hidráulico.

EJEMPLO 2-2:

Si el pistón A (fig 1.2) tiene de área 40 cm^2 , ¿cuál es la presión desarrollada en el cilindro si la fuerza sobre este pistón es 500 N ?

Magnitudes conocidas:

$$A_A = 40\text{ cm}^2 = 0.004\text{ m}^2$$

$$p_a = ?$$

$$F_A = 500\text{ N}$$

Usando la ecuación (2.1) y sustituyendo F y A :

$$p = \frac{F}{A}$$

$$p = \frac{500\text{ N}}{0.004\text{ m}^2}$$

$$\underline{p = 125,000 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}$$

EJEMPLO 2-3:

Considere que el pistón C permanece estacionario y el pistón B se mueve hacia arriba, ¿qué fuerza desarrolla el pistón B si su área es de 60 cm^2 y la presión del fluido es $125,000\text{ Pa}$? (suponga que no hay pérdidas por fricción).

Magnitudes conocidas:

$$A_B = 60\text{ cm}^2$$

$$p = 125,000\text{ Pa}$$

Despejando F de la ecuación $p = \frac{F}{A}$ y sustituyendo valores de p y A ;

$$\underline{F = p A}$$

$$F = (125000Pa)(60cm^2)$$

$$\text{como } 1Pa = 1 \frac{N}{m^2} \text{ y } 1m^2 = 10^4 cm^2$$

por lo tanto;

$$F = (125000Pa) \left(\frac{1 \frac{N}{m^2}}{Pa} \right) (60cm^2) \left(\frac{1m^2}{10^4 cm^2} \right)$$

$$\underline{F = 750 N}$$

EJEMPLO 2-4:

Considere que el pistón B se mantiene estacionario y el pistón C se mueve hacia arriba. ¿Qué fuerza ejerce C si su área es 80 cm^2 y la presión del fluido es $250,000 \text{ Pa}$? (Suponga que no hay fricción)

Magnitudes conocidas:

$$A_c = 80cm^2$$

$$p = 250,000Pa$$

Despejando F de la ecuación $p = \frac{F}{A}$ y sustituyendo p y A

$$\underline{F = p A}$$

$$F = (250,000 Pa) (80cm^2)$$

$$\text{como } 1Pa = 1 \frac{N}{m^2} \text{ y } 1m^2 = 10^4 cm^2$$

Por lo tanto nos queda;

$$F = (250000Pa) \left(\frac{1 \frac{N}{m^2}}{Pa} \right) (80cm^2) \left(\frac{1m^2}{10^4 cm^2} \right)$$

$$\underline{F = 2,000 N}$$

Cuando dos pistones tienen diámetros diferentes, el pistón que tiene mayor área se moverá usualmente bajo una presión de fluido baja. La razón de esto es que el fluido bajo presión, tomara el camino de mínima resistencia y entra primero al cilindro mayor.

2.2.3. MOVIMIENTO DEL PISTÓN.

El caso de 2 pistones en un cilindro. El Pistón Y en la Fig.(2.3) usa una pequeña fuerza para desarrollar una alta presión en el cilindro y el Pistón Z es usado para producir un movimiento contra una carga externa.

La razón del movimiento de pistones en cm, es inversamente proporcional a las áreas de pistones, en cm^2 .

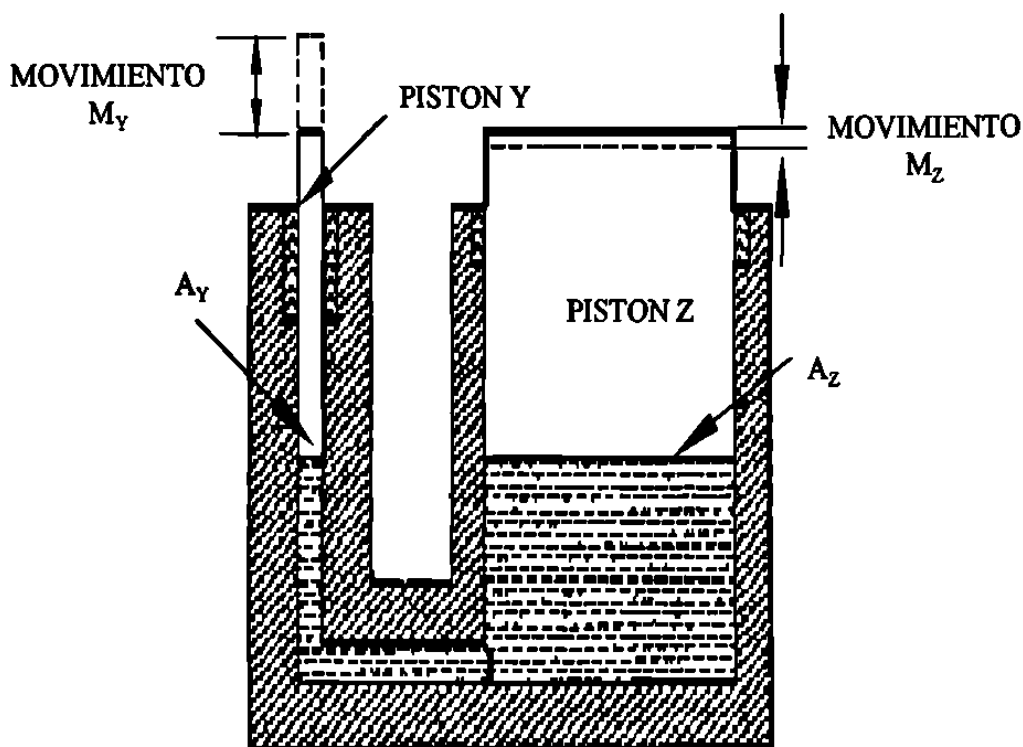


Figura 2.3. Movimiento relativo de pistones de diferente tamaño

EJEMPLO 2-5:

Se tiene un sistema de dos émbolos como se aprecia en la fig. 2.3. ¿Cuál es la distancia que recorre el embolo Z si se tienen las siguientes magnitudes conocidas?

$$A_Y = 40\text{cm}^2$$

$$A_Z = 1,200\text{cm}^2$$

$$M_Y = 15\text{cm}$$

El volumen desplazado necesario en este caso se calcula de la siguiente manera:

$$V_Y = M_Y A_Y \text{ y } V_Z = M_Z A_Z$$

Tratándose del mismo volumen desplazado ($V_Y = V_Z$), se obtiene la siguiente ecuación:

$$M_Y A_Y = M_Z A_Z \quad (2.2)$$

$$M_Z = M_Y \frac{A_Y}{A_Z}$$

$$M_Z = \frac{(15\text{cm})(40\text{cm}^2)}{1200\text{cm}^2}$$

$$M_Z = 0.5 \text{ cm}$$

En conclusión observamos que el recorrido M_Y tiene que ser mayor que el recorrido M_Z puesto que la superficie A_Y es menor que la superficie A_Z .

2.2.4. PRENSA HIDRÁULICA.

La Fig. 2.4 muestra una prensa hidráulica simple. Esta prensa usa varias válvulas hidráulicas simples. Versiones industriales de prensas similares pueden contener

relativamente un ensamblaje de control complejo para condiciones de operación especializadas.

En la prensa de la Fig. 2.4 el martinete es levantado al accionar la palanca de la bomba del pistón para elevar la presión del fluido en la cavidad del martinete. El martinete se eleva para comprimir un objeto cuando la presión del fluido es más alta que la necesaria para mantener el peso del martinete.

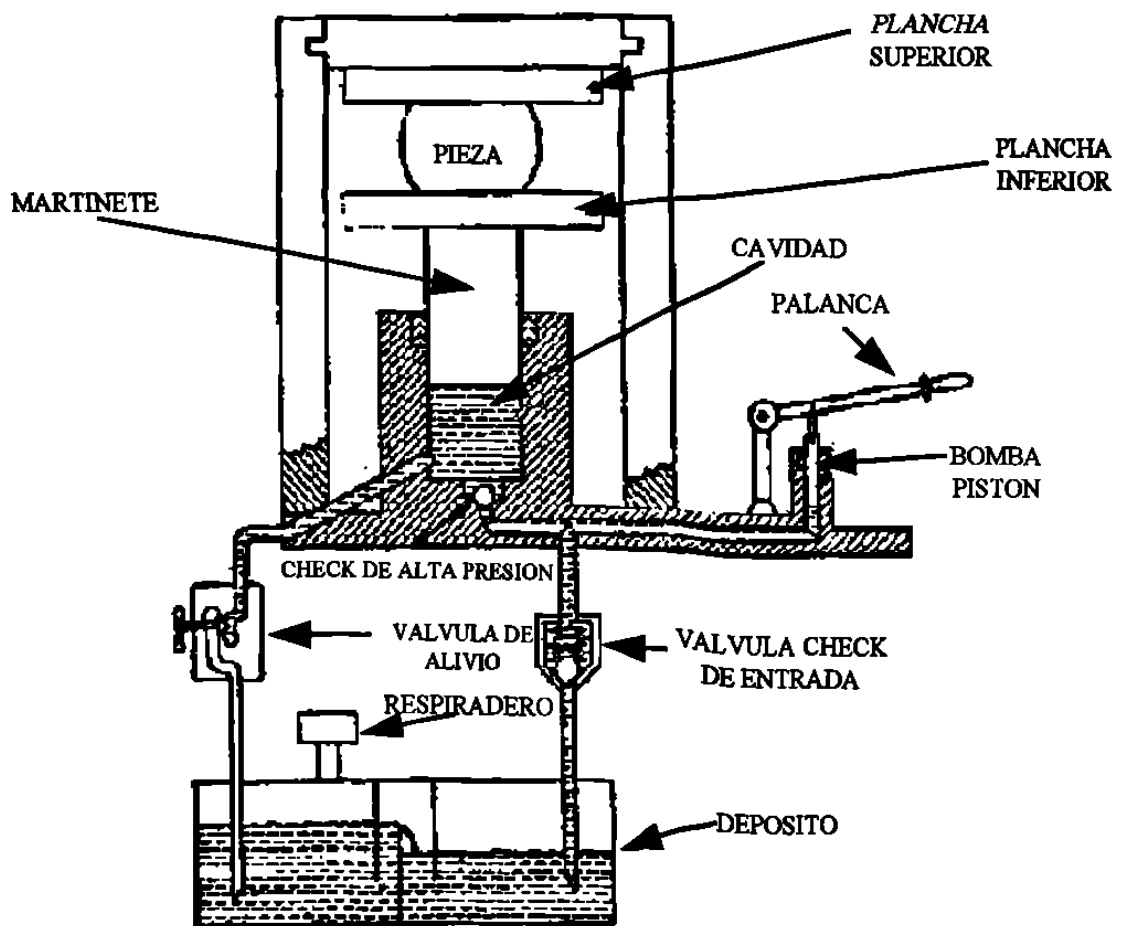


Figura 2.4. Prensa Hidráulica simple

La fuerza desarrollada por el martinete está dada por:

$$p_p = p_m \text{ como } p = \frac{F}{A}$$

$$\frac{F_p}{A_p} = \frac{F_m}{A_m} \Rightarrow \frac{F_m}{F_p} = \frac{A_m}{A_p} = \frac{\pi D_m^2 / 4}{\pi D_p^2 / 4} \quad \frac{F_m}{F_p} = \frac{D_m^2}{D_p^2} \quad (2.3)$$

F_m = Fuerza de martinete.

F_p = Fuerza del pistón.

A_m = Área martinete.

A_p = Área pistón.

D_m = Diam. Martinete.

D_p = Diam. Pistón.

EJEMPLO 2-6:

¿ Qué fuerza es desarrollada en una prensa hidráulica si $F_p = 100N$, $A_m = 0.6m^2$, $A_p = 0.004m^2$?

De la ecuación (2.3):

$$\frac{F_m}{F_p} = \frac{A_m}{A_p} \text{ y despejando } F_m \text{ la ecuación queda:}$$

$$F_m = F_p \frac{A_m}{A_p} \text{ sustituyendo los valores de } F_p, A_m, \text{ y } A_p, \text{ resulta lo siguiente:}$$

$$F_m = \frac{(100N)(0.6m^2)}{0.004m^2}$$

$$F_m = 15,000N$$

La fuerza más pequeña del embolo de presión puede ser transformada en una fuerza mayor ampliando la superficie del embolo de trabajo. Este es un principio fundamental que se aplica en cualquier sistema hidráulico, ya sea un gato hidráulico o una plataforma elevadora.

2.2.5. MULTIPLICACIÓN DE PRESIONES.

Analizando la fig. 2.5 nos damos cuenta que la presión p_1 del fluido hidráulico ejerce una fuerza F_1 en la superficie A_1 ; dicha fuerza es transmitida mediante el vástago al embolo pequeño. En consecuencia, la fuerza F_1 actúa sobre la superficie A_2 y genera la presión p_2 en el fluido. Dado que la superficie del embolo A_2 es menor que la superficie del embolo A_1 , la presión p_2 tendrá que ser superior a la presión p_1 . También en este caso se aplica la ecuación (2.1):

$$p = \frac{F}{A}$$

De ello se deducen las siguientes ecuaciones para las fuerzas

$$F_1 \text{ y } F_2:$$

$$F_1 = p_1 A_1 \text{ y } F_2 = p_2 A_2$$

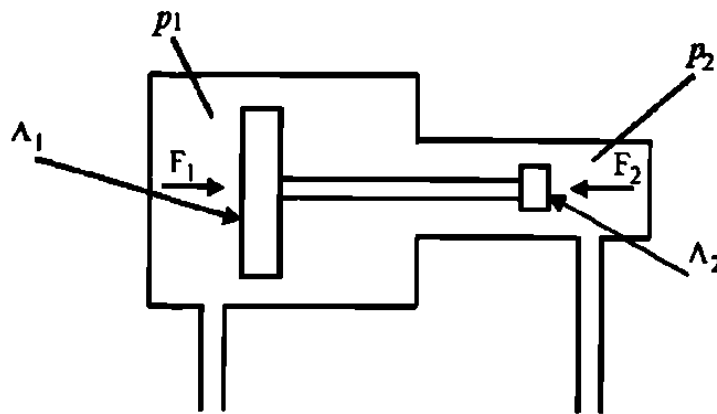


Figura 2.5. Sistema multiplicador de presión

Siendo iguales las fuerzas $F_1 = F_2$, se obtiene la ecuación:

$$p_1 A_1 = p_2 A_2$$

Acomodamos de la siguiente manera:

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{A_2}{A_1} \quad (2.4)$$

y observamos que son inversamente proporcionales presión y área.

2.3. COMPRESIBILIDAD DE LOS FLUIDOS.

Todos los fluidos hidráulicos pueden comprimirse levemente si suficiente presión es aplicada al líquido. En muchas situaciones prácticas, sin embargo, el líquido hidráulico es considerado como incompresible. Aceite, el cual a menudo es usado como fluido hidráulico, será comprimido 1.2% de su volumen total cuando una presión de 20,000 KPa es aplicada al aceite.

En el diseño de sistemas de alta presión, la compresibilidad del fluido hidráulico puede ser particularmente importante. Fluidos gaseosos, los cuáles se usan en cierto equipo hidráulico y mecanismos auxiliares son altamente compresibles. La compresibilidad de todos los gases siguen ciertas leyes básicas.

2.3.1. LA LEY DE BOYLE PARA GASES IDEALES.

La ley de Boyle establece que la presión abs, a la cuál una cantidad dada de gas a temperatura constante, ejercida contra las paredes del envase que lo contiene es inversamente proporcional al volumen ocupado.

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{V_2}{V_1} \quad (2.5)$$

$$\begin{array}{ll}
 p_1 = \text{Presión abs inicial} \quad \} & \text{K Pa} & V_1 = \text{Volumen inicial} \quad \} & m^3 \\
 p_2 = \text{Presión abs final} \quad \} & \text{K Pa} & V_2 = \text{Volumen final} \quad \} & m^3
 \end{array}$$

Entonces como el volumen del contenido es reducido, la presión del gas contenido se eleva.

Incrementando la presión sobre un gas se incrementa la densidad del gas. Entonces, duplicando, triplicando, cuadruplicando la presión, será doblada, triplicada o cuadruplicada la densidad. En forma de ecuación:

$$p_1 V_1 = p_2 V_2 \Rightarrow \frac{p_1}{\rho_1} = \frac{p_2}{\rho_2} \Rightarrow \frac{p_1}{p_2} = \frac{\rho_1}{\rho_2} \quad (2.6)$$

$$\rho_1 = \text{Densidad del gas a la } p_1 \quad \} \frac{Kg}{m^3}$$

$$\rho_2 = \text{Densidad del gas a la } p_2 \quad \} \frac{Kg}{m^3}$$

2.4. TEOREMA DE BERNOULLI.

Este es otro principio básico que afecta los sistemas de potencia fluida. Si un fluido fluye a una razón constante a través de un conducto, su presión será constante a menos que el diámetro del conducto cambie, si el diámetro del conducto es reducido, como en Y, la velocidad del fluido será incrementada para mantener la razón del flujo constante.

Cuando la velocidad del fluido se incrementa, la presión del fluido decrece, tal como muestra el conducto vertical en fig. 2.6. La altura a la cual el fluido se eleva por un conducto vertical es proporcional a la presión del fluido en el conducto principal. Donde el diámetro del conducto es incrementado de nuevo al diámetro original, la presión del

fluido eleva al nivel original, como se muestra en Z, si la fricción en el conducto es despreciada.

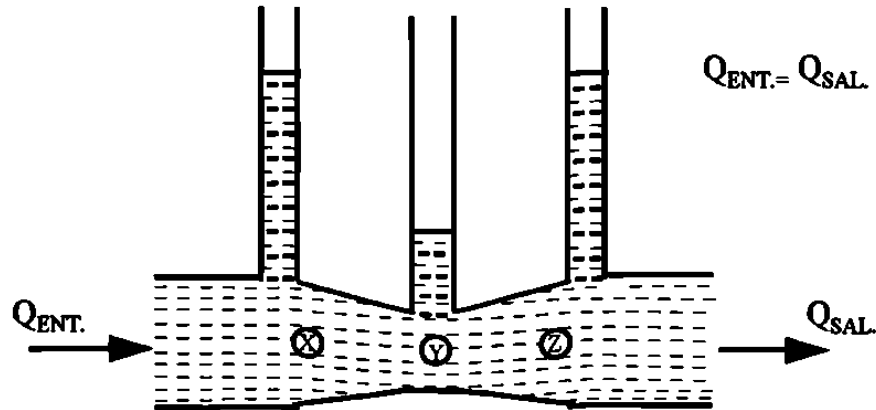


Figura 2.6. Flujo de fluido en diferentes de un tubo.

2.5. EFECTOS DE LA TEMPERATURA SOBRE GASES IDEALES.

Son dos las leyes referentes a efectos de temperatura de un gas confinado, conocidas como leyes de Charles o de Gay Lussac.

2.5.1. LEY DE CHARLES.

A volumen constante :

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{T_1}{T_2} \quad (2.7)$$

T_1 = Temp. abs. inicial del gas } °K

T_2 = Temp. abs. final del gas } °K

2.5.2. LEY DE GAY LUSSAC.

A presión constante

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{T_1}{T_2} \quad (2.8)$$

V_1 = Volumen inicial del gas } m³

V_2 = Volumen final del gas } m³

2.6. PRESIÓN DE UN FLUIDO.

Una columna de agua (fig. 2.7) producirá una presión sobre su base de

$$p_a = p_{atm} = \gamma h \quad (2.9)$$

p_a = Presión abs.

h = Altura de columna de agua.

Si la presión atmosférica es cero, o si la presión es medida con un manómetro en la base será :

$$p_g = \gamma h \quad (2.10)$$

p_g = Presión manométrica.

En ambas ecuaciones h es la columna del fluido.

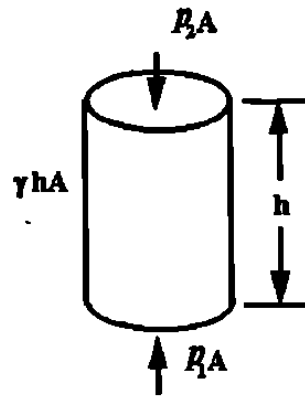


Figura 2.7. Fuerzas sobre una columna de fluido

2.7. MANÓMETROS.

El principio básico de la ley de Pascal es usado en aparatos para indicar la presión de fluido existente en un depósito lleno con líquido bajo presión. En el tubo piezómetro de la figura (2.8), la presión en el punto A, es $p_a = p_{atm} + \gamma h$ (2.9)

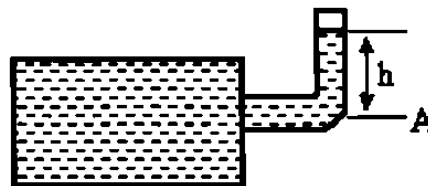


Figura 2.8. Piezómetro.

Un tubo con forma de U conectado a un envase bajo presión puede usarse para indicar presión de líquido o gas. El tubo es llamado un manómetro. En la Figura 2.9

$$p_a = p_{atm} + \gamma_2 h_2 - \gamma_1 h_1 \quad (2.11)$$

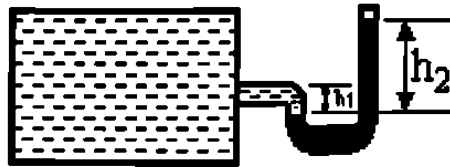


Figura 2.9. Manómetro.

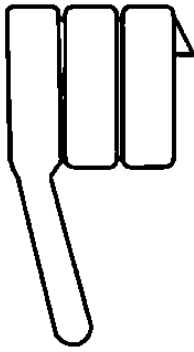
Estos tipos de manómetros son usados generalmente para medir bajas presiones. El líquido usado en manómetros a menudo es mercurio.

2.7.1. MANÓMETROS CON TUBO DE BOURDÓN.

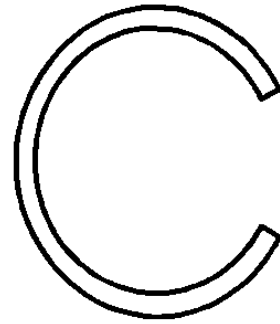
Los manómetros con tubo de bourdón tipo industrial se fabrican en tipo seco o standard o bien llenos de glicerina para absorber vibraciones, lubricar el mecanismo y prolongar la vida de los instrumentos.

Estos manómetros son especiales para aplicaciones industriales en hidráulica, neumática, refrigeración industrial, petroquímica, industria alimenticia, etc. A estos manómetros se les puede adaptar bridas para montarse en tablero. Para mayor seguridad, exactitud y durabilidad el tubo de bourdón se fabrica en dos formas: bourdón tipo C para presiones inferiores a 70 kg/cm^2 y bourdón helicoidal para presiones superiores a los 105 kg/cm^2 , siendo estos manómetros de una calidad extraordinaria para una infinidad de aplicaciones.

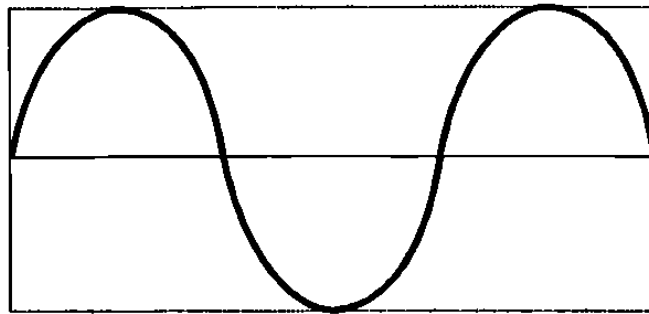
Los manómetros de acero inoxidable son construidos totalmente en este material para resistir líquidos o gases corrosivos ya sean externos o internos al instrumento, así como golpes pequeños que puedan dañar la caja con facilidad y así poder dar al usuario una mayor versatilidad y confianza en cualquier aplicación.



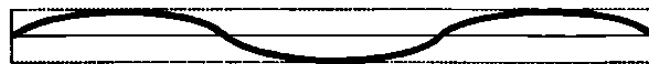
Bourdón helicoidal



Bourdón tubular



Vibraciones en los manómetros secos



Efecto amortiguador en los manómetros rellenos de líquido.

Figura 2.10 Manómetros

El funcionamiento del manómetro de tubo bourdón es el siguiente: El resorte tubular arqueado tiene una sección ovalada. Cuando el fluido bajo presión penetra en el tubo, la presión es la misma en todos sus segmentos. La diferencia de las superficies interior y exterior tiene como consecuencia que sobre la superficie exterior actúe una fuerza mayor, por lo que el resorte se abre. Este movimiento es transmitido a la aguja por medio de una biela, un engranaje y un piñón. En la escala puede leerse la presión respectiva.

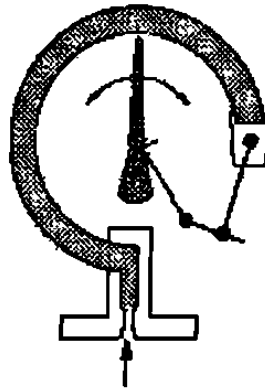


Figura 2.11. Tubo manómetro en forma de arco o tubular

El manómetro no es resistente a sobrepresiones. Para que los picos de presión no destruyan el tubo manométrico, es necesario incorporar un estrangulador amortiguador en la conexión del manómetro. Si las presiones rebasan los 100 bar, es recomendable utilizar manómetros de tubos helicoidales, puesto que permiten medir hasta más de 100 bar. Estos aparatos de medición son sumamente sensibles, por lo que es indispensable almacenarlos en su debida posición.

2.7.2. MANÓMETROS CON CÁPSULA O PLACA

Estos manómetros llevan una cápsula hermética de metal ondulado o una membrana trenzada entre dos bridas. La cápsula o la membrana se arquean cuando actúa sobre ellas una presión, ofreciendo de este modo un parámetro cuantitativo para la presión que desea medirse. El movimiento originado por la presión es transmitido por un sistema de engranajes hacia el indicador respectivo según el tipo, estos manómetros permiten efectuar mediciones hasta 25 bar.

2.7.3. MANÓMETRO DE ÉMBOLO.

En este manómetro la presión actúa sobre el émbolo cuya fuerza actúa por su parte contra un muelle. El indicador está acoplado directamente al émbolo y la presión respectiva se distingue en una escala. Los manómetros de émbolo son resistentes a sobrecargas.

CAPÍTULO 3

TEORÍA SOBRE LOS FLUIDOS HIDRÁULICOS

3.1. ANTECEDENTES.

El rendimiento y la vida de servicio de todos los componentes de un sistema hidráulico son afectados por el fluido del sistema. Desafortunadamente el fluido hidráulico es generalmente el último componente seleccionado y muy a menudo se selecciona tratando de mantener bajos los costos del sistema.

Los fluidos que se utilizan en sistemas hidráulicos tienen que cumplir funciones diversas como:

- Transmitir la presión a otra parte del sistema.
- Lubricar las partes móviles de los equipos y prevenir el contacto directo de metal con metal.
- Enfriamiento, es decir, debe rechazar el calor producto de la transformación de la energía.
- Amortiguar vibraciones causadas por picos de presión.

- Proteger contra la corrosión.
- Eliminar partículas abrasivas.
- Transmitir señales.

Además para seleccionar un fluido hidráulico se deben considerar los siguientes factores:

- Velocidad de operación.
- Condiciones atmosféricas circundantes.
- Calor generado en el sistema y rango de temperaturas a los cuales va a trabajar.
- Condiciones económicas.
- Disponibilidad del fluido en el mercado.
- Nivel de presión requerida.
- Posibilidad de contaminación.
- Seguridad al operar.
- Expectativa de vida en servicio.

3.2. HAY DOS TIPOS GENERALES DE FLUIDOS HIDRÁULICOS:

3.2.1. FLUIDOS EN BASE A ACEITE DE PETRÓLEO. (También llamados aceites hidráulicos).

El más usado en hidráulica, tiene propiedades lubricantes, no causa herrumbre, disipa calor fácilmente y se puede limpiar fácil por filtración mecánica y separación por gravedad.

Según DIN 51524 y 51525, los aceites hidráulicos se clasifican en tres tipos según sus propiedades y su composición:

- Aceite hidráulico HL (protección anticorrosiva y aumento de la resistencia al envejecimiento).
- Aceite hidráulico HLP (mayor resistencia al desgaste).
- Aceite Hidráulico HV (viscosidad menos afectada por la temperatura).

En las siglas, la letra H significa que se trata de aceite hidráulico y las demás se refieren a los aditivos. A las siglas se les agrega un coeficiente de viscosidad según DIN 51517 (clasificación de viscosidad según ISO).

Por ejemplo el aceite hidráulico HLP 68 nos da la siguiente información:

H: Aceite hidráulico.

L: Con aditivos para obtener una mayor protección anticorrosiva y/o mayor resistencia al envejecimiento.

P: Con aditivos para disminuir y/o aumentar la resistencia.

68: Coeficiente de viscosidad según DIN 51517

3.2.2. FLUIDOS IGNÍFUGOS (Líquidos difícilmente inflamables).

Combinación de agua y otros fluidos para eliminar problemas de ignición pero puede tener limitaciones mecánicas o económicas.

Estos líquidos sintéticos se clasifican en acuosos y anhídricos. La estructura química de los líquidos sintéticos impide la inflamación de sus gases.

Los líquidos ignífugos utilizados en sistemas hidráulicos (líquidos HF) son:

DENOMINACIÓN (SIGLAS)	COMPOSICIÓN	CONTENIDO DE AGUA (%)
HFA	EMULSIONES DE ACEITE Y AGUA	80 a 98
HFB	EMULSION DE AGUA Y ACEITE	40
HFC	SOLUCIONES ACUOSAS (Ej. Glicol acuoso)	35 a 55
HFD	LÍQUIDOS ANHÍDRICOS (EJ. Éter de fosfato)	0 a 0.1

Tabla 3.1. Líquidos HF y su contenido de agua.

3.3. CARACTERÍSTICAS Y REQUISITOS.

Para que los aceites hidráulicos puedan cumplir con los requisitos antes planteados, tienen que contar con determinadas características según su aplicación.

En consecuencia, las propiedades de las sustancias son las siguientes:

- Densidad lo mas baja posible.
- Poca compresibilidad.
- Viscosidad no demasiado baja (películas lubricantes).
- Buenas características de viscosidad en función de la temperatura.
- Buenas características de viscosidad en función de la presión.
- Buena resistencia al envejecimiento.
- Compatibilidad con otros materiales.

Además, los aceites hidráulicos deben cumplir con las siguientes condiciones:

- Segregar aire.
- No formar espuma.

- Resistencia al frío.
- Ofrecer protección contra el desgaste y la corrosión.
- Capacidad de segregación de agua.

3.4. VISCOSIDAD.

La viscosidad de un fluido se puede definir como la resistencia que opone un fluido a fluir, o podríamos decir que es una medida de la fricción interna de un fluido, también es la habilidad de un fluido para prevenir contacto directo de las partes en movimiento.

Sin embargo un fluido de alta viscosidad no necesariamente tiene buena lubricidad. En un sistema hidráulico las fugas son funciones de la viscosidad. Un aceite de baja viscosidad fugará más que un aceite de alta viscosidad, sin embargo es preferible utilizar aceite de baja viscosidad, ya que por su menor fricción se pierde menos presión y potencia.

Cuando la viscosidad es alta la resistencia al flujo es mayor, esto puede causar problemas en la succión así como más pérdidas por fricción en el sistema y calentamiento en las zonas de estrangulación. Se dificulta el arranque en frío y la segregación agua, por lo que existe mayor tendencia a desgaste por abrasión.

LIMITES DE VISCOSIDAD	
	VISCOSIDAD CINEMÁTICA
LIMITE INFERIOR	10 mm ² /s
MARGEN DE VISCOSIDAD	15 A 100 mm ² /s
LIMITE SUPERIOR	750 mm ² /s

Tabla 3.2. Límites de Viscosidad.

Según el sistema internacional de unidades, se usa la viscosidad cinemática en mm^2/s .

La viscosidad es determinada mediante un método normalizado. Por ejemplo:

DIN 51562: Viscosímetro de Ubbelohde.

DIN 51561: Viscosímetro de Vogel-Ossag.

También puede utilizarse un viscosímetro esférico para determinar la viscosidad cinemática. Con este aparato se puede medir la viscosidad con bastante exactitud dentro de un margen relativamente amplio. Con el se mide la velocidad con la que desciende un cuerpo por efecto de la gravedad en contra de la resistencia de un fluido. Para obtener el valor cinemático de la viscosidad tiene que dividirse el valor obtenido con el viscosímetro esférico por la densidad del fluido.

Un parámetro importante de los aceites hidráulicos es su viscosidad. La norma ISO y la norma reformada DIN 51524 establecen lo siguiente: la clasificación de la viscosidad determina la viscosidad mínima y máxima de los aceites hidráulicos sometidos a una temperatura de 40°C. (Ver tabla 3.3).

CLASES DE VISCOSIDAD (DIN 51502)		
CLASES DE VISCOSIDAD SEGÚN ISO	VISCOSIDAD CINEMÁTICA mm^2/s a 40°C	
	MÍNIMA	MÁXIMA
ISO VG 10	9.0	11.0
ISO VG 22	19.8	24.2
ISO VG 32	28.8	35.2
ISO VG 46	41.4	50.6
ISO VG 68	61.2	74.8
ISO VG 100	90.0	110.0

Tabla 3.3. Clases de Viscosidad

Ello significa que existen seis clases de viscosidad para cada uno de los aceites hidráulicos HL, HLP, y HV. En la tabla 3.3 se indican las diferentes clases de viscosidad; la clase de viscosidad deberá adaptarse a la temperatura del medio ambiente.

En los sistemas hidráulicos también se utilizan aceites para motores o cajas de cambio de alta calidad debido a las condiciones imperantes durante el almacenamiento de los aceites. Por esta razón, también se incluye aquí la clasificación de la viscosidad de los aceites según SAE. No obstante, esta clasificación permite unos márgenes de tolerancia mucho mayores, lo que se puede comprobar fácilmente si se comparan las dos clasificaciones.

Clases SAE	ISO-VG	Campos de aplicación
		Equipos estacionarios en ámbitos cerrados con temperaturas altas
30	100	
20,20 W	68	Con temperaturas normales
10 W	46	Aplicaciones expuestas a la intemperie
5W	32	
	22	
	(15)	
	10	

Tabla 3.4. Clases de Viscosidades según SAE

3.5. ÍNDICE DE VISCOSIDAD (I.V.).

El índice de viscosidad es una medida del cambio de viscosidad con cambios de temperaturas. Esta es una consideración importante si el sistema hidráulico no tiene control de temperatura, o está expuesto a amplias variaciones de temperatura. Un aceite de alto (I.V) tiene menos cambios en la viscosidad con la temperatura.

En las aplicaciones deberán tenerse en cuenta las características de la viscosidad de los fluidos en función de la temperatura, puesto que la viscosidad del fluido sometido a presión cambia según la temperatura. Estas relaciones pueden mostrarse gráficamente con el diagrama viscosidad/temperatura de Ubbelohde. Si se incluyen los valores respectivos en un diagrama logarítmico doble, se obtiene una recta.

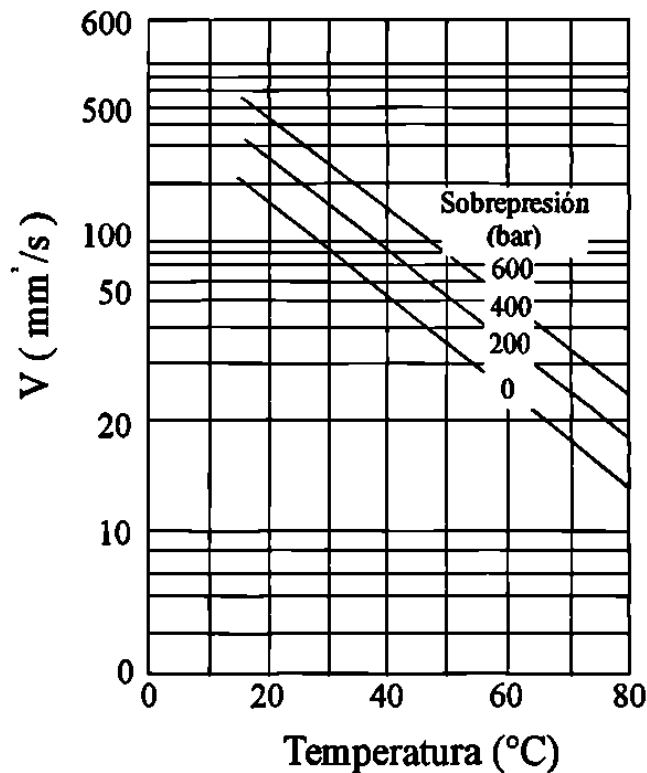


Figura 3.1. Diagrama viscosidad/temperatura según Ubbelohde.

Por lo tanto las características de la relación entre la viscosidad y la temperatura suelen ser expresadas mediante el índice de viscosidad. Este índice es calculado según DIN ISO 2909.

3.6. ACEITES MULTIGRADOS Y OTROS.

Los aceites minerales con alto índice de viscosidad también son denominados aceites multigrado. Estos aceites son utilizados en todos aquellos casos en los que se trabaja con temperaturas muy variadas, tal como sucede con los equipos hidráulicos móviles. Los aceites con bajo índice de viscosidad se clasifican en aceites de verano y aceites de invierno.

- **Aceites de verano:** Son mas viscosos para evitar que con el calor se vuelvan demasiado fluidos y se rompa la película lubricante.
- **Aceites de invierno:** Son menos viscosos para evitar que con el frío se vuelvan demasiado consistentes y dificulten un arranque en frío.

La relación entre la viscosidad y la presión en aceites hidráulicos es importante también, ya que al aumentar la presión aumenta así mismo la viscosidad. Esta circunstancia debe tenerse en cuenta especialmente a partir de un valor de $\Delta P = 200$ bar. Por lo general, la viscosidad se habrá duplicado en relación con una presión de 0 bar si la presión asciende a 350 ó 400 bar.

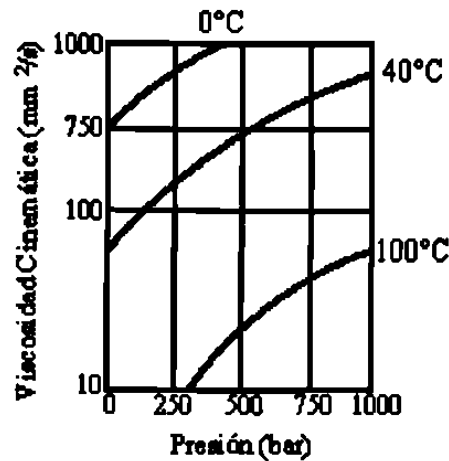


Figura 3.2. Diagrama viscosidad/presión.

Bajo circunstancias normales, el punto de ignición, la gravedad específica y el color de un aceite no tiene mucha importancia para el usuario.

La mayoría de los aceites de alta calidad contienen aditivos, usualmente preventivos contra la formación de herrumbre y estabilizadores de oxidación.

La oxidación es la reacción química del aceite y el oxígeno que produce ácidos y sedimentos en el sistema. Esta reacción se va acelerando con la presencia de impurezas y altas temperaturas en el fluido. A temperaturas arriba de 54°C, fluidos hidráulicos de hidrocarburo que no poseen inhibidores de oxidación doblan su razón de oxidación por cada 10°C de aumento en la temperatura, por lo tanto el sistema no deberá trabajar a temperaturas elevadas.

3.7. ADITIVOS.

ADITIVO ANTIESPUMANTE.- Son agregados al fluido hidráulico para evitar la formación de espumas, es decir para que el aire pueda ser fácilmente liberado del fluido

hidráulico; debe evitarse la presencia de espumas en un sistema hidráulico ya que la operación del sistema sería esponjosa.

ADITIVO ANTIDEGASTE.- Los aditivos antidesgaste se agregan al fluido hidráulico para reducir el desgaste en bombas, motores y otros componentes usados bajo condiciones adversas.

Estos fluidos son recomendados para usarse en sistemas que trabajan con bombas de paletas, particularmente, altas presiones y velocidades, también se recomienda en sistemas que excedan los límites normales de la temperatura.

TIPOS DE FLUIDOS HIDRÁULICOS				
	RESISTENTES AL FUEGO			
	ACEITE DE PETRÓLEO	EMULSIONES (AGUA EN ACEITE)	AGUA - GLICOL	SINTÉTICO (FOSFATO - ÉTER)
COSTO	X	2 a 3X	3 a 4X	5 A 6X
SERVICIO DE ALTA TEMPERATURA	Vida a corta a temperaturas arriba de los 70°C a 80°C	Excesiva evaporación de agua arriba de 65°C	Excesiva evaporación de agua a temperaturas elevadas	Estable a temperaturas relativamente altas
SERVICIO DE ALTA TEMPERATURA	Regular a buena	Pobre	Buena	Pobre a mediana
ESTABILIDAD DE OXIDACIÓN	Buena	Buena	Buena	Excelente
PROTECCIÓN DE HERRUMBRE OXIDO	Buena a excelente	Buena	Mediana a buena	Mediana a buena
FORMACIÓN DE ESPUMA	Excelente	Excelente	Buena	Buena
INDICE DE VISCOSIDAD	Buena	Excelente	Excelente	Pobre
EFFECTO SOBRE SELLOS Y EMPAQUES	Se requieren materiales resistentes al aceite	Compatible con sellos usados para aceites de petróleo, materiales hechos de papel, fibra y cuero no son satisfactorios	No compatible con algunos tipos de corchos, papel, cueros y materiales de fibra sintética	No son compatibles con sellos usados para aceites de petróleo, deben ser usados materiales resistentes a éstos fluidos
EFFECTO DE PINTURAS Y AISLAMIENTO	Se requieren pinturas resistentes al aceite; ningún problema específico con el aislamiento	Igual al aceite de petróleo	No compatible con algunas pinturas	Alta solvencia para muchas pinturas y aislamientos
LUBRICIDAD	Excelente	Buena	Buena	Excelente
CALOR TRANSFERIDO	Buena	Excelente	Excelente	Buena
COMPRESIBILIDAD	Moderada	Moderada	Moderada	Baja

Tabla 3.5. Comparación de las propiedades de los fluidos.

CAPÍTULO 4

SÍMBOLOS HIDRÁULICOS

4.1. ANTECEDENTES.

Los símbolos hidráulicos son usados mundialmente en el diseño, operación y mantenimiento de sistemas de potencia fluida. El conocimiento de simbología hidráulica es necesario para leer y conocer los diagramas y circuitos y otros importantes dibujos de sistemas de potencia fluida. Este conocimiento es invaluable cuando se trabaja con tipos diferentes de equipo hidráulico .

Un símbolo caracteriza a un elemento con su respectiva función, aunque no ofrece información alguna sobre su estructura. Los símbolos están definidos en la norma DIN ISO 1219.

Un circuito hidráulico consiste de uno o mas mecanismos de potencia fluida conectados por tubería o por otros sistemas. Es importante conocer la siguiente observación: Cuando una flecha atraviesa oblicuamente un símbolo, indica que existe la posibilidad de efectuar ajuste del elemento respectivo.

4.2. BOMBAS Y MOTORES HIDRÁULICOS.

Se representan mediante un círculo con indicación parcial del árbol de mando. Los triángulos son negros cuando se trata de fluidos utilizados en sistemas hidráulicos y cuando el triángulo está compuesto de solamente tres líneas, se trata de un gas, tal como sucede en la neumática. La única diferencia entre los símbolos para bombas hidráulicas y motores hidráulicos es la dirección invertida de las flechas que indican la dirección de flujo.



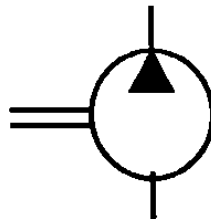
Gases



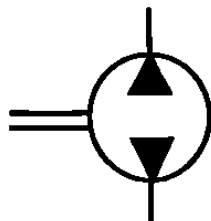
Fluido Hidráulico

Bombas hidráulicas con volumen de expulsión constante:

- con una dirección de flujo

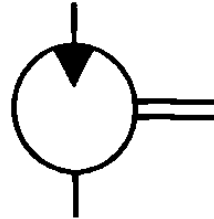


- con dos direcciones de flujo

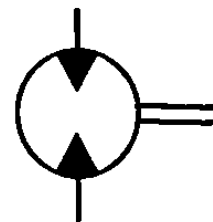


Motores hidráulicos con volumen de expulsión constante:

- con una dirección de giro



- con dos direcciones de giro



4.3. VÁLVULAS DE VÍAS.

Las válvulas de vías se simbolizan mediante varios cuadrados conectados.

- La cantidad de cuadrados corresponde a la cantidad de posiciones que puede asumir una válvula.
- Las flechas incluidas en los cuadrados indican la dirección del flujo.
- Las líneas indican como están conectadas las conexiones en cada una de las posiciones de la válvula.

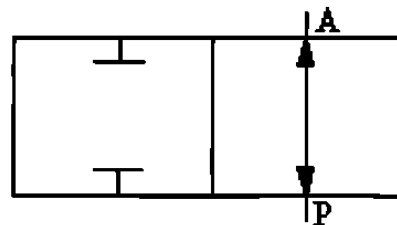
Para denominar las conexiones, la norma concede preferencia al uso de las letras P, T, A, B y L, aunque existen otras posibilidades como el uso de números. Las denominaciones se refieren siempre a la posición normal de la válvula. En caso de no

existir una posición normal propiamente dicha, las denominaciones se refieren a aquel estado de conmutación que asume la válvula cuando el sistema esta en posición inicial.

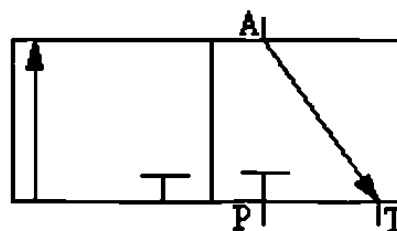
NOTA: La posición normal es aquella que asume una válvula cuando se retira la fuerza de accionamiento.

La denominación de las válvulas siempre incluye primero la cantidad de conexiones y, a continuación, la cantidad de posiciones. Las válvulas de vías tienen por lo menos dos posiciones y como mínimo dos conexiones. Concretamente, en este caso la denominación sería: válvula de 2/2 vías. Las siguientes figuras muestran diversas válvulas de vías con sus respectivos símbolos.

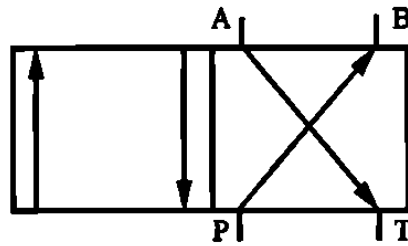
- Válvula de 2/2 vías



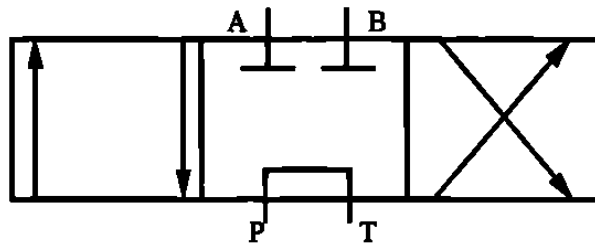
- Válvula de 3/2 vías



- Válvula de 4/2 vías



- Válvula de 4/3 vías



Denominación de las conexiones:

P	Conexión de presión
T	Conexión de conductos de descarga
A o B	Conexiones de trabajo
L	Aceite de fuga
A	Conexión de presión
B	Conexión de ductos de descarga
C o D	Conexiones de trabajo
L	Aceite de fuga

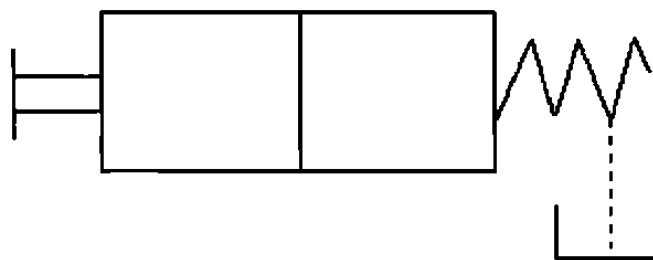
4.4. FORMAS DE ACCIONAMIENTO DE UNA VÁLVULA

La posición de una válvula puede ser cambiada por diversas formas de accionamiento. El dibujo que representa a la válvula es completado mediante un símbolo que se refiere al tipo de accionamiento aquí presentados (pulsador, pedal, empujador o tecla) siempre incluyen un muelle para la reposición de la válvula a su posición normal. Tratándose, por ejemplo, de una válvula accionada por una palanca y provista de una posición de encaje, la reposición puede también ser provocada por la inversión de la conmutación.

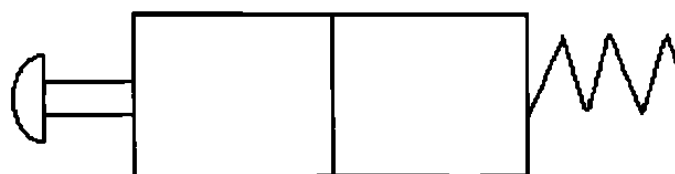
A continuación se muestran algunos de los símbolos de los diferentes tipos de accionamiento.

4.4.1. ACCIONAMIENTO POR FUERZA MUSCULAR.

- Símbolo general con reposición por muelle y conexión para fuga de aceite.



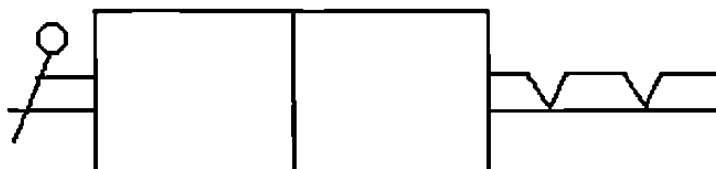
- Accionamiento con pulsador y reposición por muelle.



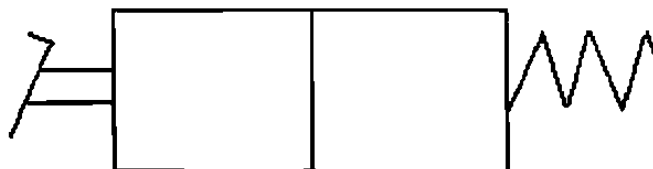
- **Accionamiento con palanca manual.**



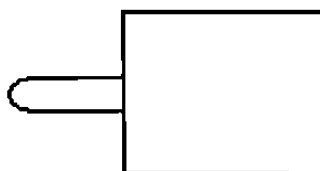
- **Accionamiento con palanca manual con posición de encaje.**



- **Accionamiento con pedal y reposición por muelle.**



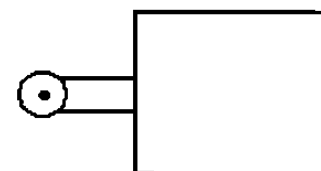
4.4.2. ACCIONAMIENTO MECÁNICO.



Con taqué o tecla



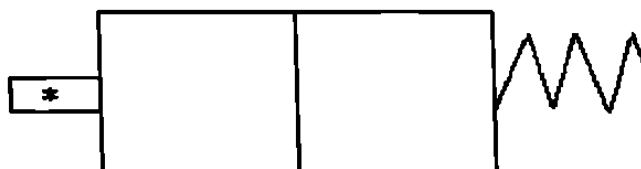
Con muelle



Con taqué y rodillo

4.4.3. SÍMBOLO GENERAL.

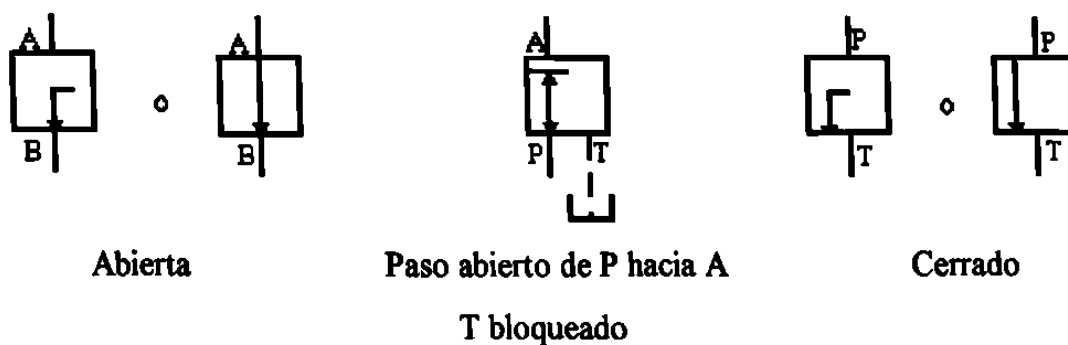
* Indicar tipo de accionamiento en caso de no existir un símbolo normalizado.



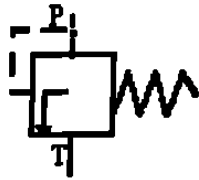
4.5. VÁLVULAS REGULADORAS DE PRESIÓN.

El símbolo para las válvulas reguladoras de presión es un cuadrado. Una flecha indica el sentido del flujo. Las conexiones de estas válvulas pueden estar indicadas con P (Conexión de presión) y T (Conexión al depósito) o con A y B.

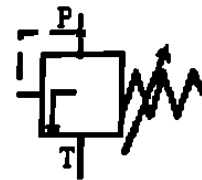
NOTA: La flecha incluida en el cuadrado indica si la posición normal de la válvula es cerrada o abierta.



Además, las válvulas reguladoras de presión pueden tener un **ajuste fijo** o pueden ser **regulables**. El símbolo para estas últimas es una flecha que atraviesa el símbolo del muelle.

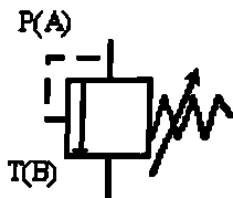


Con muelle de ajuste fijo

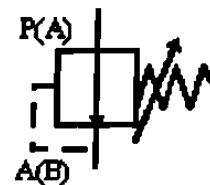


Regulable

Las válvulas reguladoras de presión se clasifican en **válvulas limitadoras de presión** y en **válvulas reguladoras de presión** propiamente dichas.



Válvula limitadora de presión



Válvula reguladora de presión

- **VÁLVULA LIMITADORA DE PRESIÓN.**

válvulas están cerradas en posición normal y la presión de control se consulta en la entrada. Esta presión es transmitida a través de un conducto de control y actúa dentro de la válvula sobre la superficie de un embolo, el cual resiste a dicha presión por acción de un muelle. Si la presión, resultado del coeficiente de presión y superficie del embolo, es superior a la fuerza del muelle, la válvula se abre. De este modo es factible ajustar un valor fijo de la presión limite.

- **VÁLVULA REGULADORA DE PRESIÓN.**

Estas válvulas están abiertas en posición normal y la presión de control se consulta en la salida. Esta presión es transmitida a través de un conducto de control y actúa sobre la superficie de un embolo ejerciendo una fuerza. Esta fuerza se opone a la fuerza de un muelle. La válvula empieza a cerrarse cuando la presión es mayor que la fuerza del muelle. Este proceso de cierre provoca un desnivel de presiones entre la entrada y la salida de la válvula (efecto de estrangulación). Si la presión en la salida rebasa un valor determinado, la válvula se cierra por completo. En la entrada de la válvula se aplica la presión máxima que se haya ajustado en el sistema, mientras que en la salida actúa una presión menor. En consecuencia, el valor que se ajuste en la válvula reguladora de presión siempre deberá ser menor a la presión que puede ajustarse en una válvula limitadora de presión.

4.6. VÁLVULAS REGULADORAS DE CAUDAL.

Este tipo de válvulas se clasifican en válvulas con estrangulación en función de la viscosidad y válvulas visco-estables. Estas últimas también llamadas válvulas de diafragma.

Los elementos de estrangulación son resistencias que actúan en un sistema hidráulico.

Las válvulas de dos vías, reguladoras de caudal están compuestas de dos elementos de estrangulación, siendo uno de ellos un diafragma visco-estable ajustable y el otro un elemento de estrangulación regulable.

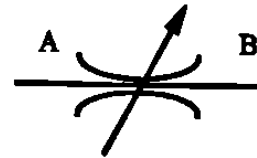
La apertura regulable varía en función de la presión. Este elemento de estrangulación regulable también se llama báscula de presión. El símbolo para estas válvulas es un

rectángulo que por su parte incluye símbolos para el elemento de estrangulación o para un diafragma, mientras que la posibilidad de ajuste está representada por una flecha que atraviesa diagonalmente el rectángulo.

ELEMENTO DE ESTRANGULACIÓN

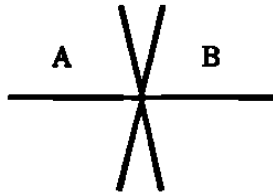


Fijo

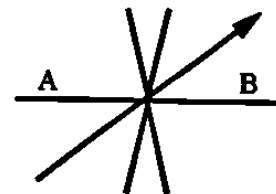


Regulable

DIAFRAGMA

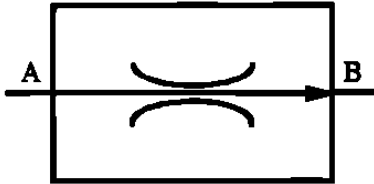


Fijo

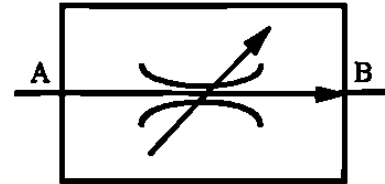


Regulable

VÁLVULA DE 2 VÍAS REGULADORA DE CAUDAL CON ELEMENTO DE ESTRANGULACIÓN

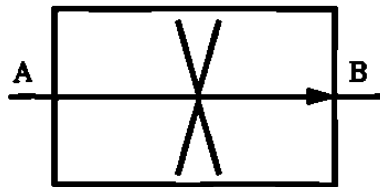


Fijo

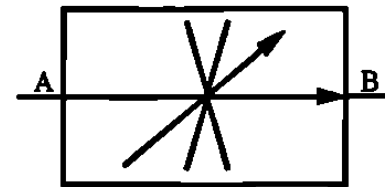


Ajustable

VÁLVULA DE 2 VÍAS REGULADORA DE CAUDAL DE DIAFRAGMA



Fijo



Ajustable

4.7. VÁLVULAS DE CIERRE.

Las válvulas de antirretorno son representadas con el símbolo de una esfera que es presionada contra un asiento de cierre. Dicho asiento es simbolizado mediante un triángulo abierto en el que se encuentra la esfera. No obstante, el vértice del triángulo no simboliza la dirección del flujo, sino que indica la dirección que esta bloqueada.

Las válvulas desbloqueables son representadas mediante un cuadrado en el que se incluye el símbolo de la válvula de antirretorno. Mediante una línea punteada se indica la conexión de control para el desbloqueo. La conexión de control como tal esta representada por la letra X.

En los esquemas, las válvulas de cierre son simbolizadas mediante dos triángulos opuestos en sus vértices. Con una palanca manual pueden ajustarse las posiciones requeridas. En consecuencia, se trata de válvulas regulables, ajustables en una cantidad arbitraria de posiciones. Por esta razón, las válvulas de cierre también pueden utilizarse como elementos de estrangulación.

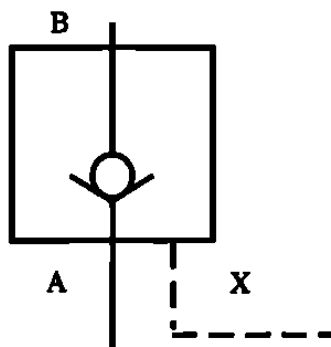
VÁLVULA DE ANTIRRETORNO



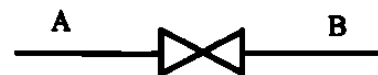
Con resorte de pre-carga



Sin pre-carga



Válvula antirretorno desbloqueable



Válvula de cierre

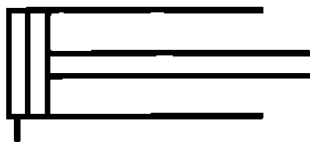
4.8. CILINDROS.

Los cilindros se clasifican en cilindros de simple y doble efecto.

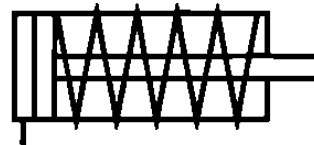
4.8.1. CILINDROS DE SIMPLE EFECTO.

Este tipo de cilindros tienen una conexión, lo que significa que el aceite a presión solo actúa sobre una de las superficies del émbolo.

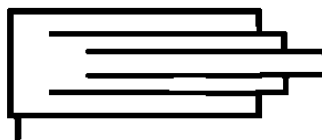
El cilindro vuelve a su posición normal por acción de una fuerza externa (simbolizada por un cilindro abierto) o por efecto de un muelle. El muelle es incluido en el símbolo del cilindro.



Cilindro de simple efecto
por acción de una fuerza externa



Cilindro de simple efecto con retorno por
muelle



Cilindro telescópico de simple efecto.

4.8.2. CILINDROS DE DOBLE EFECTO.

Este tipo de cilindros llevan dos conexiones para que el aceite a presión pueda actuar sobre ambas superficies del émbolo.

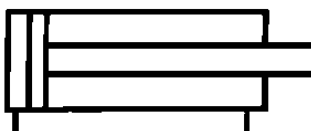
El símbolo de un cilindro de doble efecto con vástago simple indica que la superficie total del embolo es mayor que la superficie del segmento del émbolo en el lado del vástago.

El símbolo del cilindro con doble vástago indica que esas superficies son iguales (cilindro sincronizado).

Los símbolos del cilindro de doble efecto y del cilindro diferencial se distinguen por las dos líneas marcadas en el vástago. La relación de las superficies es de 2:1.

El símbolo de los cilindros telescópicos de doble efecto lleva dos émbolos yuxtapuestos, al igual que el símbolo del cilindro de simple efecto.

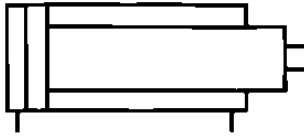
El símbolo de los cilindros con amortiguación de final de carrera incluye un rectángulo que se refiere a la amortiguación.



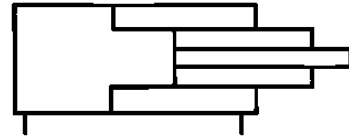
Cilindro de doble efecto
con vástago simple



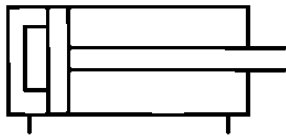
Cilindro de doble efecto con doble vástago



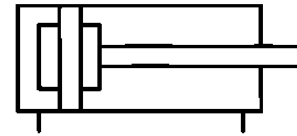
Cilindro diferencial



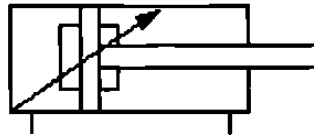
Cilindro telescópico de doble efecto



**Cilindro de doble efecto con
amortiguación simple en un final de
recorrido**



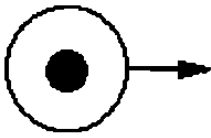
**Cilindro de doble efecto con amortiguación en
ambos finales de recorrido**



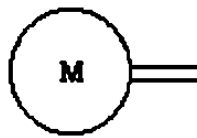
Cilindro de doble efecto con amortiguación regulable en ambos finales de recorrido.

4.9. TRANSMISIÓN Y PREPARACIÓN DE ENERGÍA.

En los esquemas se incluyen los siguientes símbolos para la transmisión de la energía y para la preparación del medio sometido a presión



Fuente de presión hidráulica



Motor eléctrico



Motor térmico



Conductos de presión de trabajo



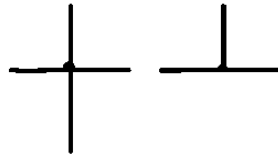
Conducto de mando



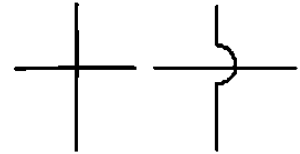
Conducto de purga o fuga



Conducto flexible



Conexiones de tubos



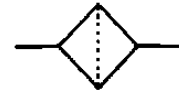
Cruce de conductos



Evacuación de aire



Depósito



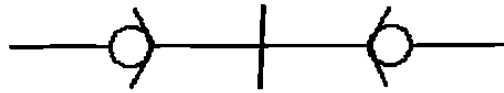
Filtro



Refrigerador



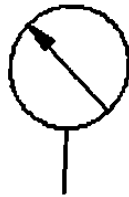
Calefacción



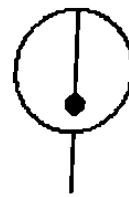
Acoplamiento rápido, en combinación con válvulas de antirretorno de apertura mecánica

4.10. EQUIPOS DE MEDICIÓN.

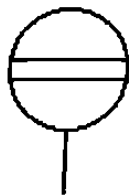
En los esquemas se utilizan los siguientes símbolos para los equipos de medición:



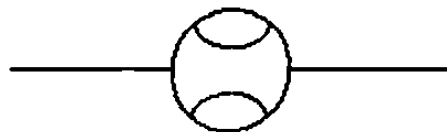
Manómetro



Termómetro



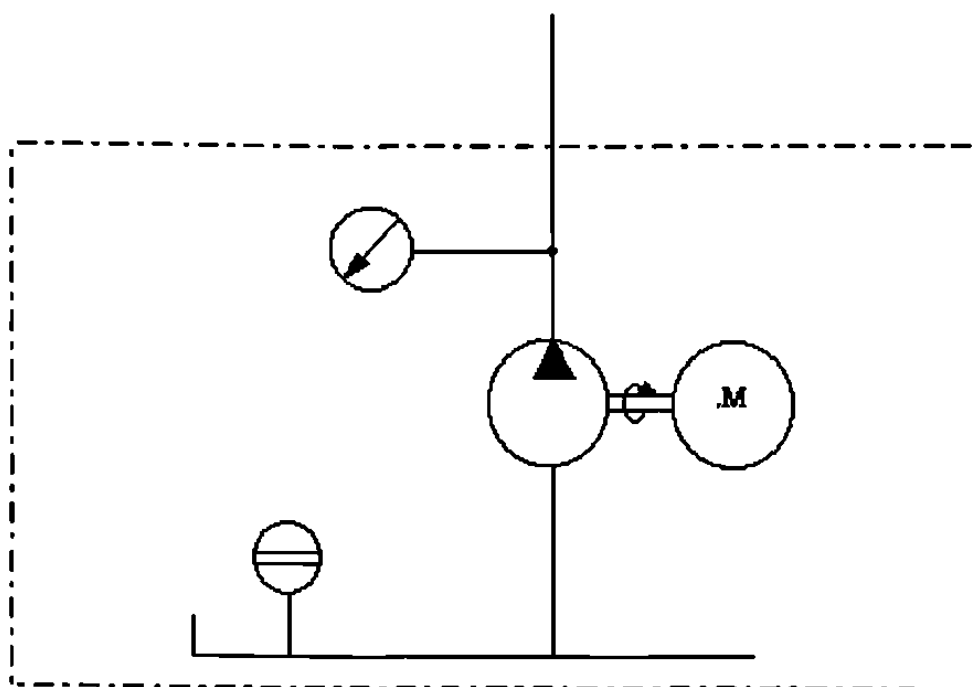
Indicador de nivel



Medidor de caudal

4.11. COMBINACIÓN DE EQUIPOS.

Si en un cuerpo se incluyen varios equipos, éstos se indican dentro de un rectángulo marcado con una línea punteada. Las conexiones respectivas salen de dicho rectángulo.



Ejemplo de Equipo Hidráulico

CAPÍTULO 5

BOMBAS Y MOTORES HIDRÁULICOS.

5.1. ANTECEDENTES.

Cada sistema de potencia hidráulica usa una o más bombas para desarrollar presión en el fluido hidráulico. Algunos sistemas trabajan a baja presión (700 KPa o menos), mientras que otras requieren alta presión (70 000 KPa o más).

La razón de cada tipo de bomba, es que cada una presenta características diferentes que pueden ser requeridas por el circuito hidráulico.

5.2. BOMBAS.

La bomba de un sistema hidráulico, también llamada bomba hidráulica, se encarga de transformar la energía mecánica proveniente del equipo de accionamiento en energía hidráulica.

La bomba succiona el aceite y alimenta el sistema de tuberías. En el sistema hidráulico se crea una presión a raíz de las resistencias que se oponen al aceite que fluye.

La presión corresponde a la resistencia total, la que por su parte se compone de resistencias externas e internas y del caudal volumétrico.

- **RESISTENCIAS EXTERNAS:** Son las que se producen por efecto de cargas útiles, fricción mecánica, cargas estáticas y fuerzas de aceleración.
- **RESISTENCIAS INTERNAS:** Son producto de la fricción total en los conductos y elementos del sistema, de la fricción propia del aceite y de las reducciones del flujo (zonas de estrangulamiento).

Ello significa que la presión del fluido en un sistema hidráulico no esta dada por la potencia de la bomba, sino que va creciendo en función de las resistencias y, en casos extremos, aumenta hasta que se produce la destrucción de un elemento del sistema. Es evidente que esta circunstancia se procura evitar en la realidad practica incorporando una válvula de seguridad limitadora de la presión inmediatamente después de la bomba o integrándola en la bomba misma. Dicha válvula permite regular la presión de trabajo máxima en función de la potencia de la bomba.

5.3. PARÁMETROS IMPORTANTES EN LA BOMBA.

Las bombas tiene los siguientes parámetros importantes a considerar: el volumen de expulsión, la presión de trabajo, las revoluciones a las cuales gira, el grado de eficiencia y la potencia de la bomba.

5.3.1. VOLUMEN DE EXPULSIÓN.

El volumen de expulsión V (también llamado volumen de transporte o volumen de carrera de la bomba) es un parámetro que indica el tamaño de la bomba. Se refiere al volumen de fluido que es transportado por la bomba en cada giro o carrera.

El volumen del fluido transportado por minuto es calificado de caudal volumétrico Q (caudal de transporte). Este caudal es el producto de la multiplicación del volumen de expulsión V por giro N :

$$Q = NV \quad (5.1)$$

donde:

Q = Caudal volumétrico (dm^3/min)

N = Revoluciones por minuto.

V = Desplazamiento geométrico (volumen de absorción en cm^3)

Ejemplo 5.1

Calcular el caudal de transporte de una bomba de engranes.

Magnitudes conocidas:

Revoluciones $N = 1,450 \frac{\text{rev}}{\text{min}}$

Volumen de expulsión $V = 2.8 \frac{\text{cm}^3}{\text{rev}}$

Incógnita:

Caudal de transporte Q

usando la ecuación (5.1)

$$Q = NV$$

$$Q = \left(1450 \frac{\text{rev}}{\text{min}}\right) \left(2.8 \frac{\text{cm}^3}{\text{rev}}\right)$$

$$Q = 4,060 \frac{\text{cm}^3}{\text{min}}$$

$$Q = 4.06 \frac{\text{dm}^3}{\text{min}}$$

$$Q = 4.06 \frac{1}{\text{min}}$$

5.3.2. PRESIÓN DE TRABAJO.

La presión de trabajo es un parámetro importante, dados los campos de aplicación de las bombas. En la figura 5.1 se indica el valor de la presión punta, aunque ésta presión solo debería mantenerse durante un periodo breve (véase la gráfica), ya que de lo contrario se produciría un desgaste prematuro de la bomba. Por razones de seguridad, algunas bombas llevan incorporadas una válvula limitadora de presión.

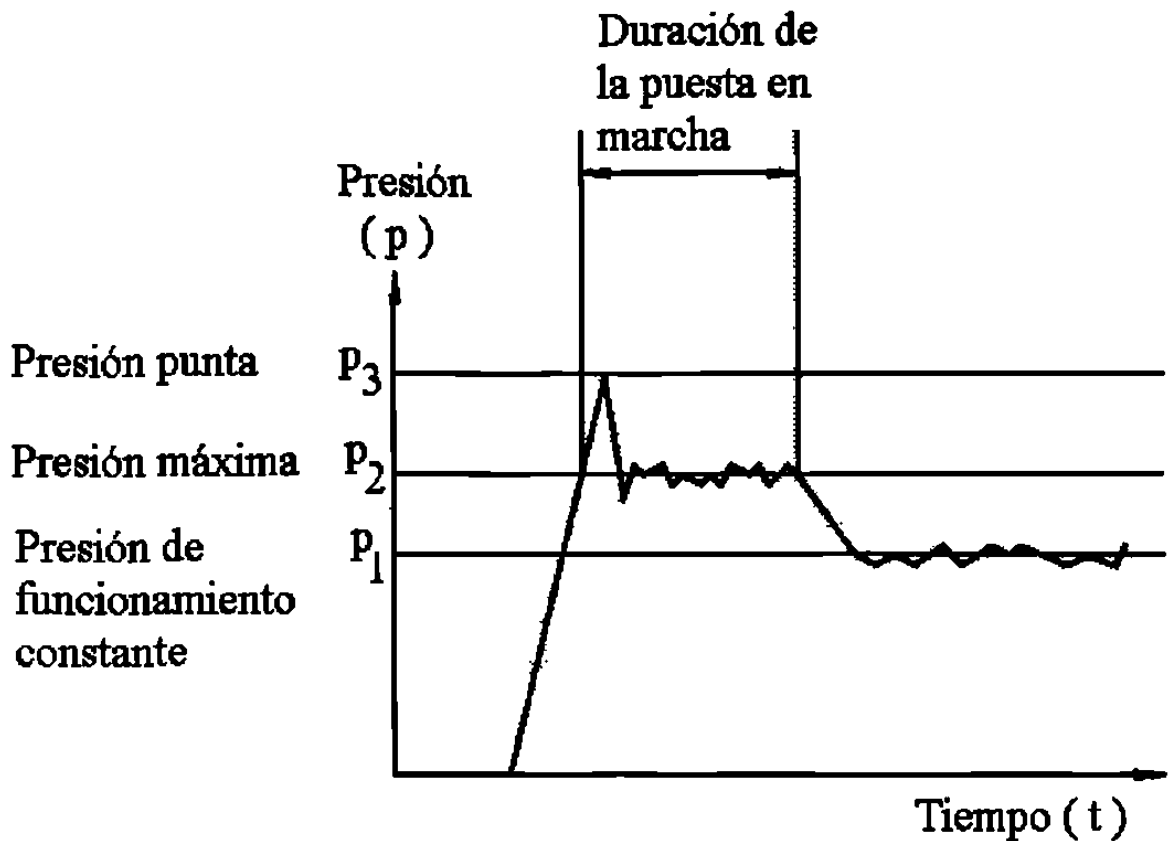


Figura 5.1. Comportamiento de la presión durante el arranque de la bomba.

5.3.3. GIRO DE LA BOMBA.

Las revoluciones de una bomba son un criterio importante de selección, ya que el caudal de transporte es determinado por las revoluciones N . Muchas bombas no deben rebasar ciertos márgenes de revoluciones y tampoco se les puede someter a esfuerzos en el momento de ponerlas en marcha. El régimen de revoluciones más frecuente es de $N = 1500 \frac{\text{rev}}{\text{min}}$, ya que suelen ser accionadas por motores asíncronos de corriente trifásica que dependen de la frecuencia de la red eléctrica.

5.3.4. GRADOS DE EFICIENCIA.

Las bombas transforman la energía mecánica en energía hidráulica y en ese proceso se producen pérdidas de potencia expresadas mediante el grado de eficiencia.

El grado de eficiencia total de una bomba se calcula recurriendo al grado de eficiencia volumétrico (η_v) y al grado de eficiencia hidráulico - mecánico (η_{hm}). Se aplica la siguiente fórmula:

$$\eta_{TOT} = \eta_v \cdot \eta_{hm} \quad (5.2)$$

5.3.5. POTENCIA DE UNA BOMBA.

Para conocer la potencia de una bomba, suele consultarse una curva característica.

La norma VDI 3279 prevé diversas curvas características, por ejemplo para:

- El caudal de transporte Q.
- La potencia P.
- El grado de eficiencia η .

Estas curvas están en función de la presión y suponen unas revoluciones constantes de la bomba.

5.4. CURVA CARACTERÍSTICA DE UNA BOMBA.

La curva característica de una bomba es la expresión de la curva característica del caudal de transporte en función de la presión. La curva característica de una bomba demuestra que el caudal de transporte efectivo (Q_e) disminuye en función del aumento de la presión. El caudal de transporte real (Q_r) es el que, además, toma en cuenta el aceite de fuga (Q_f).

Para mantener la lubricación, es necesario que exista un mínimo de aceite de fuga.

La curva característica de una bomba ofrece las siguientes informaciones:

- Si $p = 0$, la bomba rinde un caudal de transporte total Q
- Si $p > 0$, disminuye Q por efecto del aceite de agua.
- La trayectoria de la curva característica informa sobre el grado de eficiencia volumétrica (η_v).

La figura 5.2 muestra las curvas características de una bomba nueva y de una bomba desgastada (averiada).

La curva característica de la bomba permite obtener información sobre el grado de eficiencia volumétrica de una bomba.

Para utilizar correctamente una bomba, es necesario conocer los parámetros y las curvas características respectivas, puesto que de ese modo es más fácil realizar una comparación entre diferentes bombas para elegir la más adecuada según la aplicación.

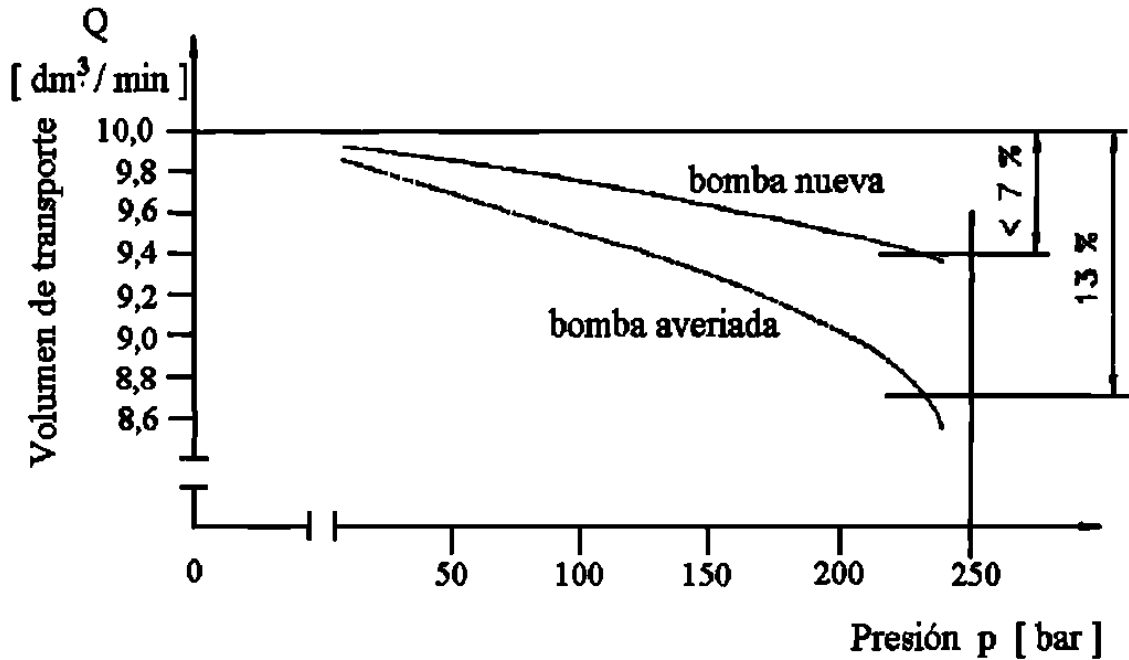


Figura 5.2. Curva característica de una bomba

Además existen otras características que pueden ser importantes al elegir una bomba:

- Tipo de sujeción.
- Temperaturas de trabajo.
- Nivel de ruidos.
- Recomendación del fluido que debería usarse.
- Tipo de bomba.

5.5. CLASIFICACIÓN DE LAS BOMBAS.

Las bombas hidráulicas pueden clasificarse en tres tipos básicos aplicando el criterio del volumen de expulsión.

- Bombas de funcionamiento constante: Volumen de expulsión constante.
- Bombas ajustables: Volumen de expulsión ajustable.

- **Bombas regulables:** Posibilidad de regular la presión, el caudal volumétrico o la potencia y el volumen de expulsión.

Según su construcción, existen bombas de la más diversa índole. No obstante, todas funcionan según el mismo principio de expulsión. La expulsión del fluido sometido a presión se produce por acción de émbolos, aletas celulares, ejes helicoidales o engranajes.

En función de las características y construcción de las bombas, se pueden dividir en tres tipos generales:

- Bombas rotatorias.
- Bombas reciprocantes.
- Bombas centrífugas.

5.5.1. BOMBAS ROTATORIAS.

Se encuentran muchos diseños de bombas de este tipo. Las más comúnmente usadas son:

- **Bomba de engranajes exteriores.**

Es una unidad de desplazamiento constante. Usadas en sistemas de potencia hidráulica desarrolla presiones nominales de 63 a 160 bar, con volumen de expulsión de 1.2 a 250 cm³ por revolución y funcionando con un margen de revoluciones de 500 a 3,500 revoluciones por minuto. Su grado de eficiencia total es de 0.80 a 0.91

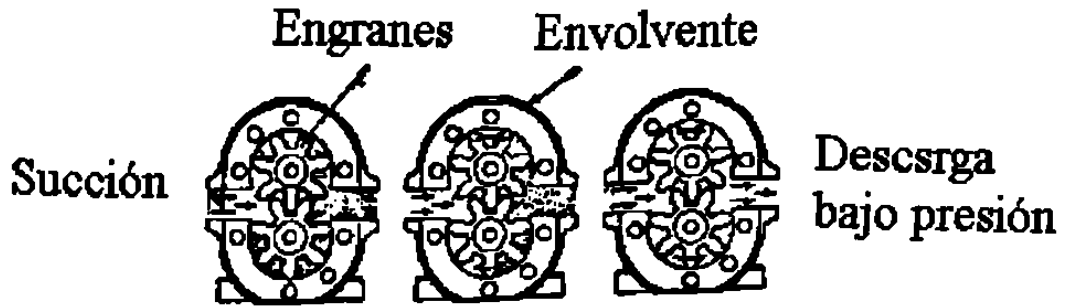


Figura 5.3. Bomba rotatoria de engranes.

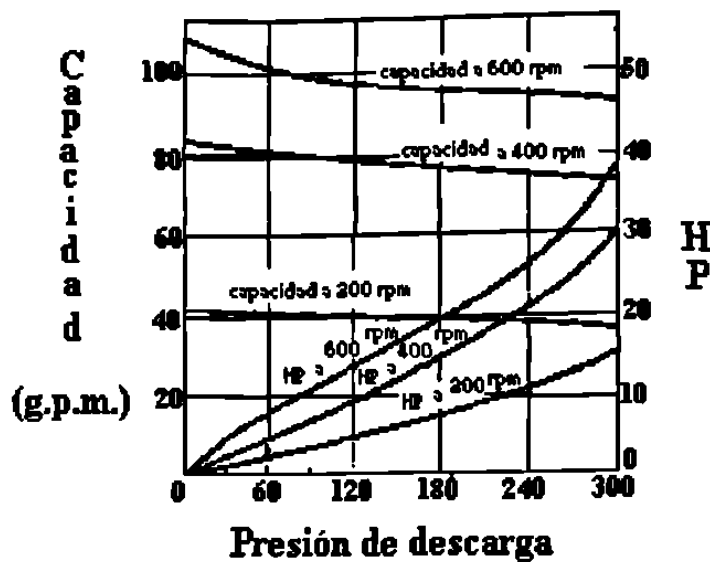


Figura 5.4. Curvas características típicas para una bomba rotatoria de engranes.

Estas curvas muestran la relación entre la presión de descarga y la capacidad de la bomba y se les conoce como curvas HQ. La relación entre la potencia de entrada y capacidad de la bomba son a menudo llamadas curvas PQ.

La bomba de engranes funciona de la siguiente manera: Una de las ruedas dentadas esta conectada al motor; la otra gira por efecto del engranaje con la primera rueda. En la cámara de aspiración se produce una depresión a raíz del aumento del

volumen causado en el momento en el que un diente sale de su asiento en el engranaje. El aceite invade las cámaras del engranaje y es transportado a lo largo de la pared exterior hacia la cámara de presión o descarga. Al llegar a esa cámara, el aceite es expulsado de las cámaras del engranaje hacia los conductos en el momento en el que los dientes se unen.

En los espacios entre la cámara de aspiración y la cámara de expulsión el aceite es comprimido. Este aceite comprimido es transportado hacia la cámara de aspiración a través de una ranura, ya que de lo contrario surgirían picos de presión a causa del aceite comprimido, con lo que se producirían ruidos y se provocaría la destrucción de la bomba.

La cantidad de aceite de fuga de la bomba es determinada por el tamaño de la ranura (entre el cuerpo de la bomba, los dientes y las superficies laterales de los dientes), por la superposición de los dientes, por la viscosidad y por las revoluciones.

Estas pérdidas pueden determinarse conociendo el grado de efectividad volumétrica, ya que éste indica la relación entre el caudal efectivo y el caudal nominal.

La cámara de aspiración es más grande que la cámara de expulsión puesto que la velocidad permisible en los conductos de aspiración es menor que en los conductos de presión. Si los conductos de aspiración tienen un diámetro demasiado pequeño, la velocidad del flujo sería demasiado grande, ya que para v , se aplica la siguiente fórmula:

$$v = \frac{Q}{A} \quad (5.3)$$

En consecuencia, si el caudal volumétrico es constante y el diámetro de los tubos es pequeño, la velocidad del flujo es grande. Ello significaría una transformación de energía de presión en energía cinética y térmica, por lo que se provocaría una caída de presión en la cámara de aspiración. En ésta cámara se produce una depresión durante el proceso de aspiración y esa depresión aumentaría provocando desgastes por abrasión. De esta manera terminaría averiándose la bomba.

- **Bomba de engrane interno.**

Esta bomba también es de desplazamiento constante, tiene un miembro rotatorio o rotor que gira en contra de las manecillas del reloj impulsado por el engrane conductor que es el que recibe directamente el giro proporcionado por el motor. Además uno de los componentes de esta bomba es un elemento en forma de media luna que se encarga de formar un sello entre la cámara de succión y la cámara de descarga. El margen de velocidad en el que funciona este tipo de bomba es entre 500 a 3,500 $\frac{rev}{min}$ con volúmenes de expulsión del orden de 4 a 250 $\frac{cm^3}{rev}$. Puede trabajar en el rango de presiones nominales de entre 160 a 250 bar y puede entregar grados de eficiencia total de 0.80 a 0.91

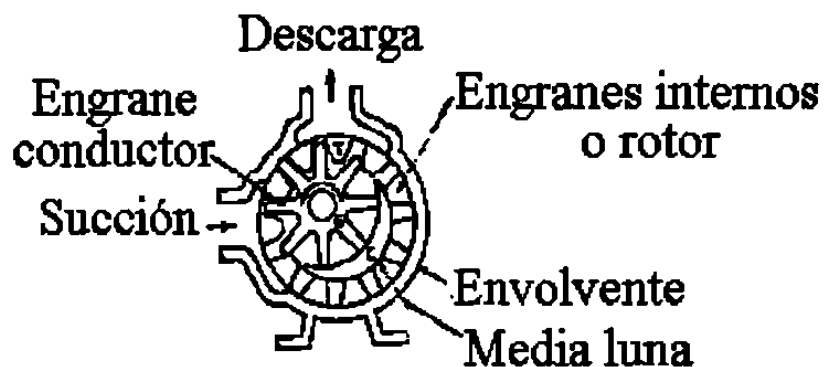


Figura 5.5. Bomba de engrane interno

- **Bomba rotor generador.**

También esta bomba se clasifica como de desplazamiento constante, ya que no ofrece la posibilidad de regular el volumen de expulsión, el cual es determinado por los espacios entre los dientes del engranaje.

El elemento interno es el que recibe el impulso del motor y este a su vez hace girar al elemento externo, produciéndose así los dos efectos que se requieren, succión y descarga.

La presión de trabajo de estas bombas queda limitada usualmente a cerca de 140 bar y pueden desplazar desde unos cuantos litros por minuto hasta cerca de 380 litros por minuto.

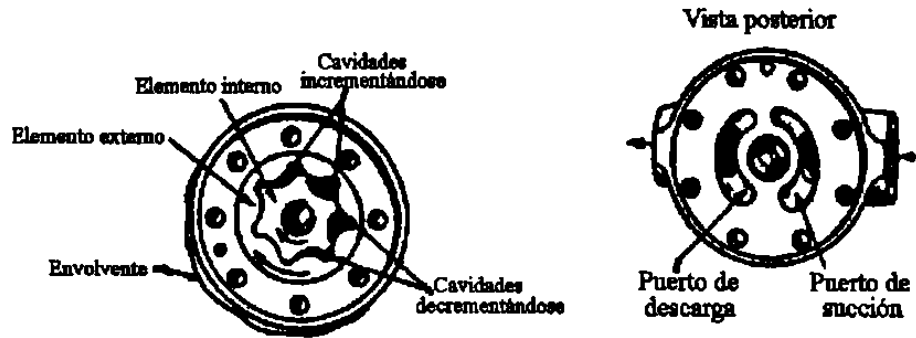


Figura 5.6. Bomba rotor generador

- **Bomba de aspas deslizantes o aletas celulares.**

Estas bombas tienen un número de aspas las cuáles son libres de girar dentro y fuera de cavidades en el rotor de la bomba. Las aspas giran en una cámara ovalada y perforada. Fuerzas centrífugas mandan salir las aspas de sus cavidades cuando el rotor comienza a girar.

Puede trabajar con presiones nominales de 100 a 160 bar, con volumen de expulsión de 5 a $160 \frac{\text{cm}^3}{\text{rev}}$ y con rangos de giro de 960 a $3,000 \frac{\text{rev}}{\text{min}}$. Su grado de eficiencia total es de entre 0.80 a 0.93. Se pueden catalogar como bombas de accionamiento constante, ajustables o regulables.

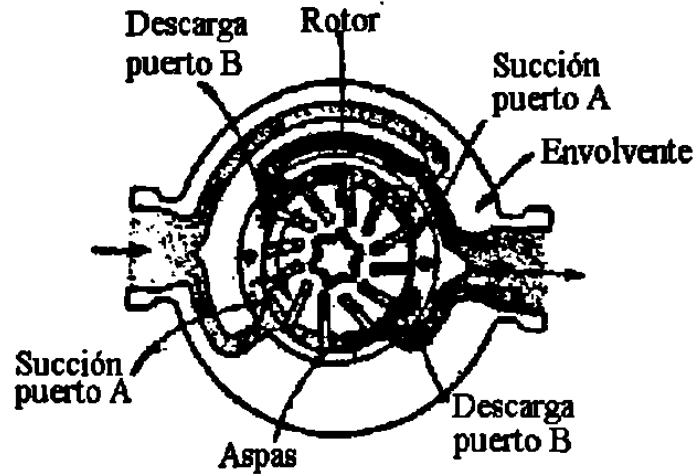


Figura 5.7. Bomba rotatoria de aspas deslizantes o aletas celulares.

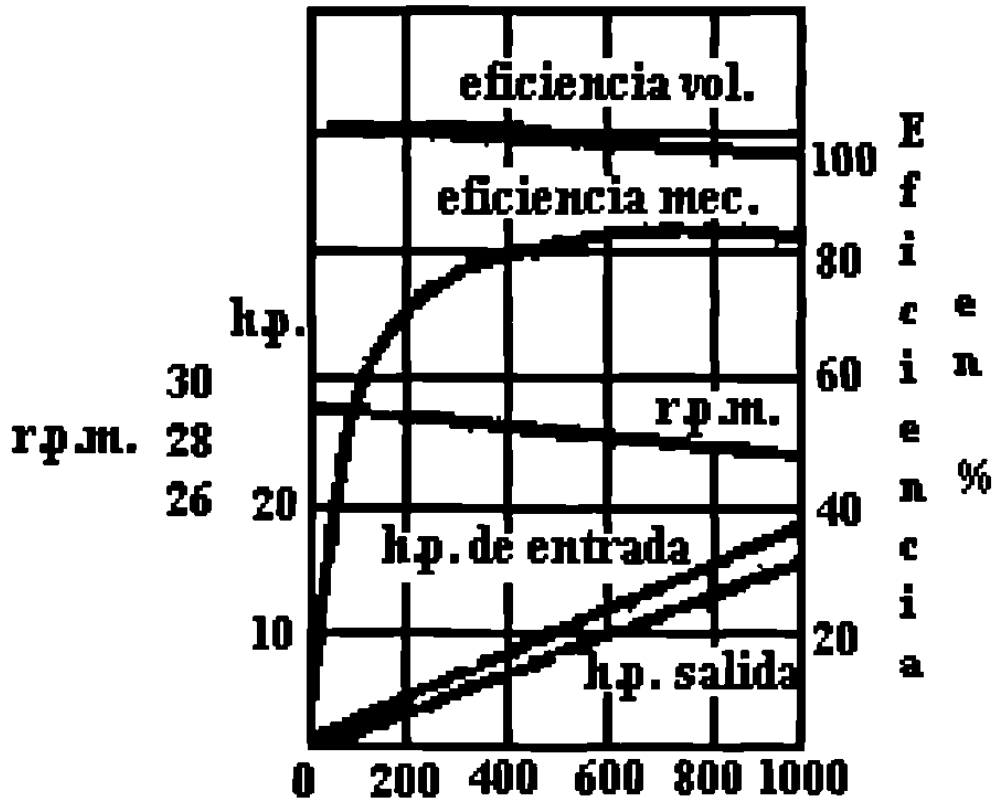


Figura 5.8. Curvas características de una bomba de aspas deslizantes.

- **Bomba helicoidal o de tornillo.**

Estas bombas tienen dos o más tornillos dentados para desarrollar la presión de descarga deseada. Uno de los tornillos está acoplado al motor para recibir su movimiento y éste a su vez por medio de los engranes comunica su accionamiento al otro tornillo. El flujo se establece y fluye entre los tornillos y entre tornillos y carcasa hacia el centro de la bomba donde se realiza la descarga de fluido.

Las presiones nominales que maneja este tipo de bomba oscilan entre 25 a 160 bar y el volumen de expulsión es de 4 a $630 \frac{\text{cm}^3}{\text{rev}}$. Mientras que el rango de giro puede ser de 500 a $4,000 \frac{\text{rev}}{\text{min}}$ y su grado de eficiencia total anda entre 0.70 a 0.84. Cabe agregar que este tipo de bombas se clasifica como de funcionamiento constante.

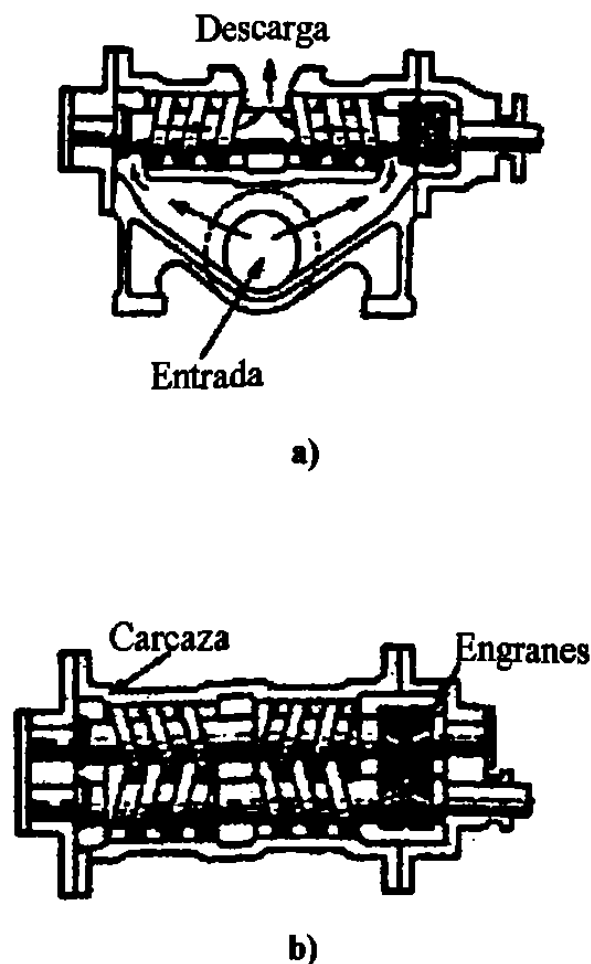


Figura 5.9. Bomba helicoidal a) Vista lateral b) Vista superior

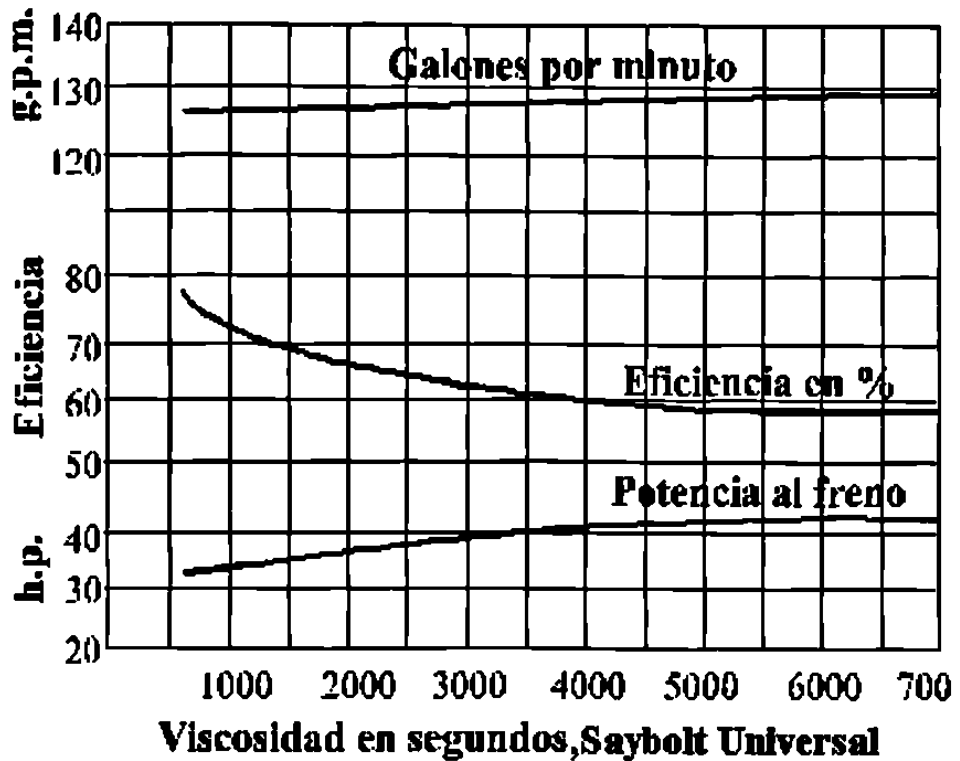


Figura 5.10. Curvas características de una bomba helicoidal.

5.5.2. BOMBAS RECIPROCANTES.

Los tipos más populares son: Pistón Radial, Pistón Axial, Dúplex y Bombas Triplex

Estos tipos de bombas se clasifican como bombas de accionamiento constante, bombas ajustables o regulables. Su funcionamiento se basa en el efecto de succión que realiza el embolo dentro del cilindro al ir desplazándose en su carrera de admisión. Esta succión se produce por la diferencia en presión entre la atmósfera y el interior del cilindro de la bomba. Posteriormente se lleva a cabo la carrera en la que se produce la descarga de fluido, cabe mencionar que intervienen dos válvulas que actúan como válvulas check, una para la admisión y otra para la descarga.

Por ejemplo para la bomba de émbolos axiales, el margen de revoluciones es de 750 a 3,000 su volumen de expulsión es de 25 a 800 $\frac{\text{cm}^3}{\text{rev}}$, mientras que su presión nominal es de 160 a 320 bar y su grado de eficiencia total anda entre 0.80 y 0.92.

En cambio la bomba de émbolos radiales muestra los siguientes parámetros de funcionamiento: el rango de revoluciones es de 960 a 3,000 $\frac{\text{rev}}{\text{min}}$, su volumen de expulsión es de 5 a 160 $\frac{\text{cm}^3}{\text{rev}}$, su presión nominal varia de 160 a 320 bar y su grado de eficiencia total es de 0.90.

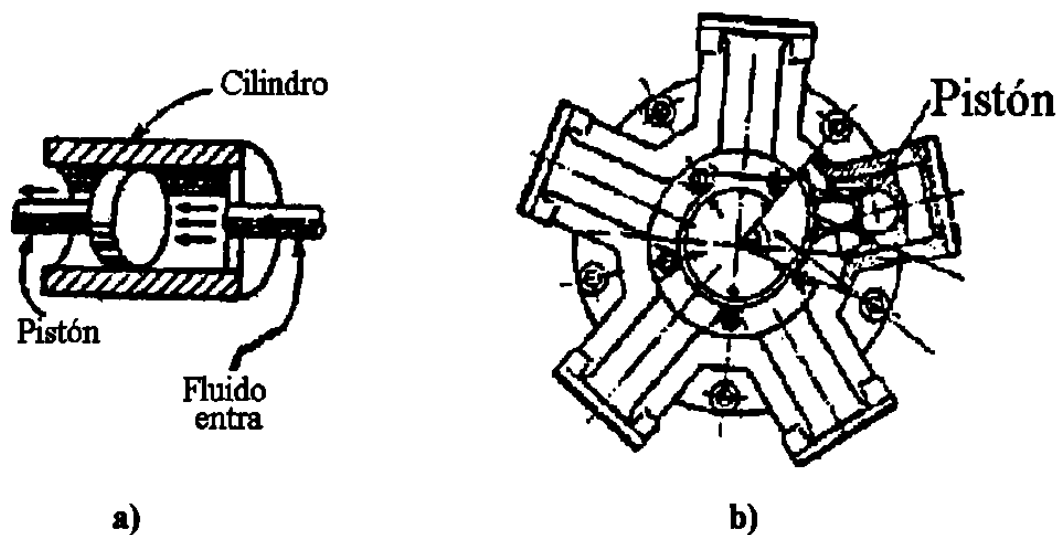


Figura. 5.11. Bombas recíprocantes

a) De pistón y cilindro

b) Bomba radial de pistón

5.5.3. BOMBAS CENTRIFUGAS.

Bombas de este tipo son a menudo usadas en aplicaciones de potencia hidráulica donde grandes cantidades de fluido se necesitan para movimientos rápidos de los miembros de la maquinaria. En algunos casos, las bombas centrífugas son el origen único

de potencia (como elevadores y algunos sistemas centrales de potencia operando a relativa baja presión). Son también ampliamente usadas para funciones auxiliares en sistemas hidráulicos (tal como fluido circulando a través de aparatos de enfriamiento o limpieza y también para sobrealimentar pistones grandes u otras bombas rotatorias).

Para producir presión, estas bombas dependen de las leyes básicas de inercia: un cuerpo en reposo tiende a permanecer en reposo, y un cuerpo en movimiento tiende a continuar en movimiento con la misma velocidad y la misma dirección.

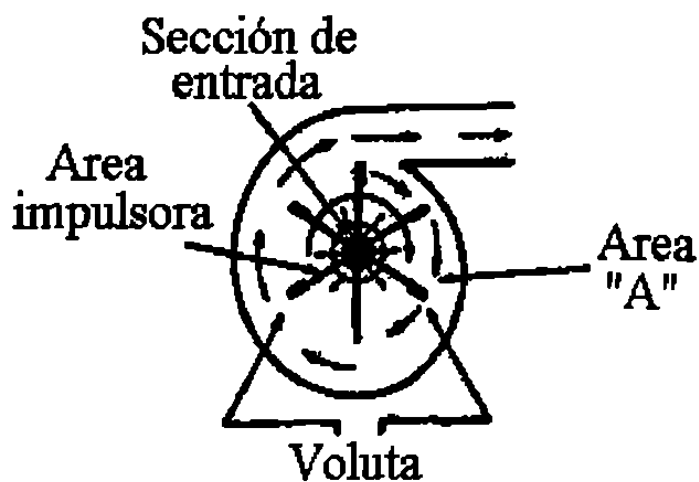


Figura 5.12. Elementos básicos de una bomba centrífuga

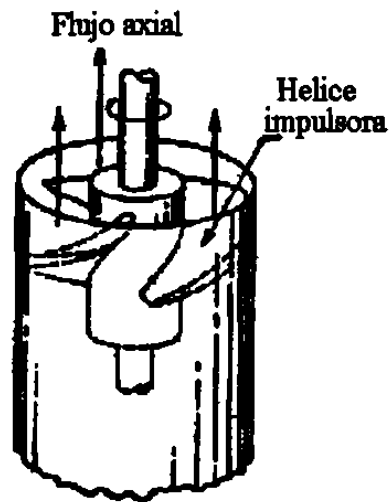


Figura 5.13. Acción de una bomba de hélice

5.6. MOTORES HIDRÁULICOS.

Se trata de elementos de trabajo (actuadores). Ellos transforman la energía hidráulica en energía mecánica y generan movimientos rotativos. Si el movimiento rotativo se limita a determinados ángulos, se trata de motores giratorios.

Los motores hidráulicos tienen los mismos parámetros característicos que las bombas, aunque en el caso de los motores hidráulicos no se aplica el término de volumen desplazado, utilizándose más bien el de volumen absorbido. Los fabricantes de motores hidráulicos indican este volumen en cm^3 por giro, agregando la información sobre el régimen de revoluciones en el que el motor trabaja más eficientemente. El volumen de absorción de motores hidráulicos se obtiene en base a las siguientes fórmulas:

$$p = \frac{M}{V} \quad (5.4)$$

donde:

p = Presión (Pa)

M = Par de giro (N · m)

V = Desplazamiento geométrico (volumen de absorción en cm^3)

El caudal volumétrico que necesita el motor es calculado en base al volumen de absorción y las revoluciones deseadas.

Ejemplo 5.2

Un motor de 10 cm^3 de volumen de absorción (V) ha de funcionar con 600 revoluciones (N) por minuto. ¿Qué caudal volumétrico (Q) necesita el motor?

Solución:

Usando la ecuación (5.1)

$$Q = 10 \frac{\text{cm}^3}{\text{rev}} \cdot 600 \frac{\text{rev}}{\text{min}}$$

$$Q = 6,000 \frac{\text{cm}^3}{\text{min}}$$

$$Q = 6 \frac{\text{dm}^3}{\text{min}} \text{ ó } \frac{1}{\text{min}}$$

Ello significa que la bomba tiene que transportar $6 \frac{\text{dm}^3}{\text{min}}$ para que el motor gire a 600 revoluciones por minuto.

Ejemplo 5.3

Un motor con una capacidad de absorción de $V = 12.9 \text{ cm}^3$ es accionado con un caudal de transporte $Q = 15 \frac{\text{dm}^3}{\text{min}}$. Con las revoluciones respectivas, el par de giro es de $M = 1 \text{ N}\cdot\text{m}$. Calcule las revoluciones (N) y la potencia (P).

Calcule el par de giro suponiendo que el motor es frenado fuertemente, creándose una presión de 140 bar.

Datos técnicos:

$$Q = 15 \text{ dm}^3/\text{min}$$

$$M = 1 \text{ N.m}$$

$$V = 12.9 \text{ cm}^3$$

Cálculo de las revoluciones (N):

Usando la ecuación (5.1) y sustituyendo los valores de Q y V

$$Q = N.V$$

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

$$N = \frac{15 \text{ dm}^3/\text{min}}{12.9 \text{ cm}^3}$$

$$N = \frac{15 \text{ dm}^3/\text{min} \cdot \frac{1 \text{ m}^3}{10^3 \text{ dm}^3}}{12.9 \text{ cm}^3 \left(\frac{1 \text{ m}^3}{10^6 \text{ cm}^3} \right)}$$

$$N = 1,162.79 \frac{\text{rev}}{\text{min}}$$

como:

$$1 \text{ m} = 10 \text{ dm}$$

$$1 \text{ m}^3 = 10^3 \text{ dm}^3$$

$$1 \text{ m} = 100 \text{ cm}$$

$$1 \text{ m}^3 = 10^6 \text{ cm}^3$$

Calculo de la potencia (P) expresada en vatios:

Formula para calcular la potencia mecánica del motor hidráulico:

$$P = \omega M \quad (5.5)$$

donde:

ω = Velocidad angular

$$\omega = 2\pi N \quad (5.6)$$

Por lo tanto la ecuación de potencia (5.5) queda de la siguiente forma cuando se sustituye la ecuación (5.6) de velocidad angular:

$$P = 2\pi NM \quad (5.7)$$

Sustituyendo valores de N y M queda:

$$P = 2\pi \left(1,162.79 \frac{\text{rev}}{\text{min}} \right) (1N.m) \left(\frac{1\text{min}}{60s} \right)$$

$$P = 121.767 \frac{N.m}{s}$$

como:

$$1 \frac{N.m}{s} = 1\text{watt}$$

$$P = 121.77W$$

Calculo del par de giro con máxima presión de entrada:

$$p_{max} = 140 \text{ bar.}$$

Usando la ecuación (5.4) y despejando M :

$$p = \frac{M}{V}$$

$$M = pV$$

$$= (140\text{bar})(12.9\text{cm}^3)$$

como:

$$1\text{bar} = 10^5 \text{Pa}$$

$$= (140\text{bar})\left(10^5 \frac{\text{Pa}}{\text{bar}}\right)(12.9\text{cm}^3)\left(\frac{1\text{m}^3}{10^6 \text{cm}^3}\right)$$

$$= 180.6\text{Pa}\cdot\text{m}^3$$

como:

$$1\text{Pa} = 1 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

$$= 180.6 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \text{m}^3$$

$$M = 180.6\text{N}\cdot\text{m}$$

En estos cálculos no se tomó en cuenta el grado de eficiencia mecánico e hidráulico ni tampoco el grado de eficiencia volumétrico.

5.7. CLASIFICACIÓN DE LOS MOTORES HIDRÁULICOS.

Los motores hidráulicos tienen básicamente las mismas características constructivas que las bombas hidráulicas. Se clasifican de la siguiente manera:

- Motores de accionamiento constante: Volumen de absorción constante.
- Motores regulables: Volumen de absorción regulable.

Estos tipos básicos se clasifican por su parte como sigue:

- Motores de accionamiento constante: Motor de engranajes exteriores, de engranajes interiores y de engranaje celular.

- **Motores ajustables o regulables:**
- **Motores de aletas celulares: De fuerza interior, de fuerza exterior.**
- **Motores de pistón: De émbolo radial, de émbolo axial.**

CAPÍTULO 6

ACTUADORES HIDRÁULICOS

6.1. TIPOS DE ACTUADORES HIDRÁULICOS.

Los actuadores hidráulicos se clasifican en una amplia variedad de tipos; según el uso que se requiera se puede seleccionar el mas adecuado para satisfacer los requerimientos de un sistema hidráulico. El movimiento que realiza un actuador puede ser lineal, de giro ilimitado o de giro limitado, por lo tanto una clasificación de los actuadores hidráulicos sería la siguiente:

- Cilindros hidráulicos (de accionamiento lineal).
- Motores hidráulicos (de accionamiento rotativo).
- Motores giratorios (de accionamiento rotativo que se limita a determinado ángulo).

Todos los actuadores hidráulicos son elementos de trabajo que transforman energía hidráulica en energía mecánica.

6.2. CILINDROS HIDRÁULICOS.

Los cilindros hidráulicos se clasifican en los dos siguientes tipos básicos:

- Cilindros de simple efecto.
- Cilindros de doble efecto.

Son ampliamente usados en sistemas hidráulicos industriales. Estos cilindros son también llamados **Motores lineales y motores reciprocantes**. El cilindro hidráulico usual consiste de un tubo circular, sellos en ambos extremos, en el cuál un pistón y su biela o vástago se mueven. La biela del pistón se proyecta a través de uno u otro, o ambos extremos del cilindro. La filtración de fluido fuera del cilindro alrededor de la biela del pistón es controlado por un sello usualmente contenido en el envase. Un cilindro hidráulico transforma el flujo de fluido presurizado en un empuje o tiro de la biela del pistón.

6.2.1. PISTONES DE SIMPLE EFECTO.

Note en la figura 6.1 que el pistón teniendo sólo un diámetro dentro del cilindro, es empujado hacia arriba por la presión del fluido para aplicar la fuerza. El pistón se mueve fuera del cilindro, a través del sello del envase, el fluido que pudiera escapar es evitado por el empaque en el envase. El diámetro del pistón determina la fuerza desarrollada cuando la presión del fluido se mantiene constante. Cuando la presión del fluido es reducida o relajada en el cilindro, el pistón puede ser retirado por una fuerza externa, como se muestra en la figura 6.1. El fluido del cilindro puede ser drenado a un tanque u otra área de baja presión. La fuerza retráctil puede ser gravedad, un resorte mecánico, o pistones auxiliares de pequeño diámetro.

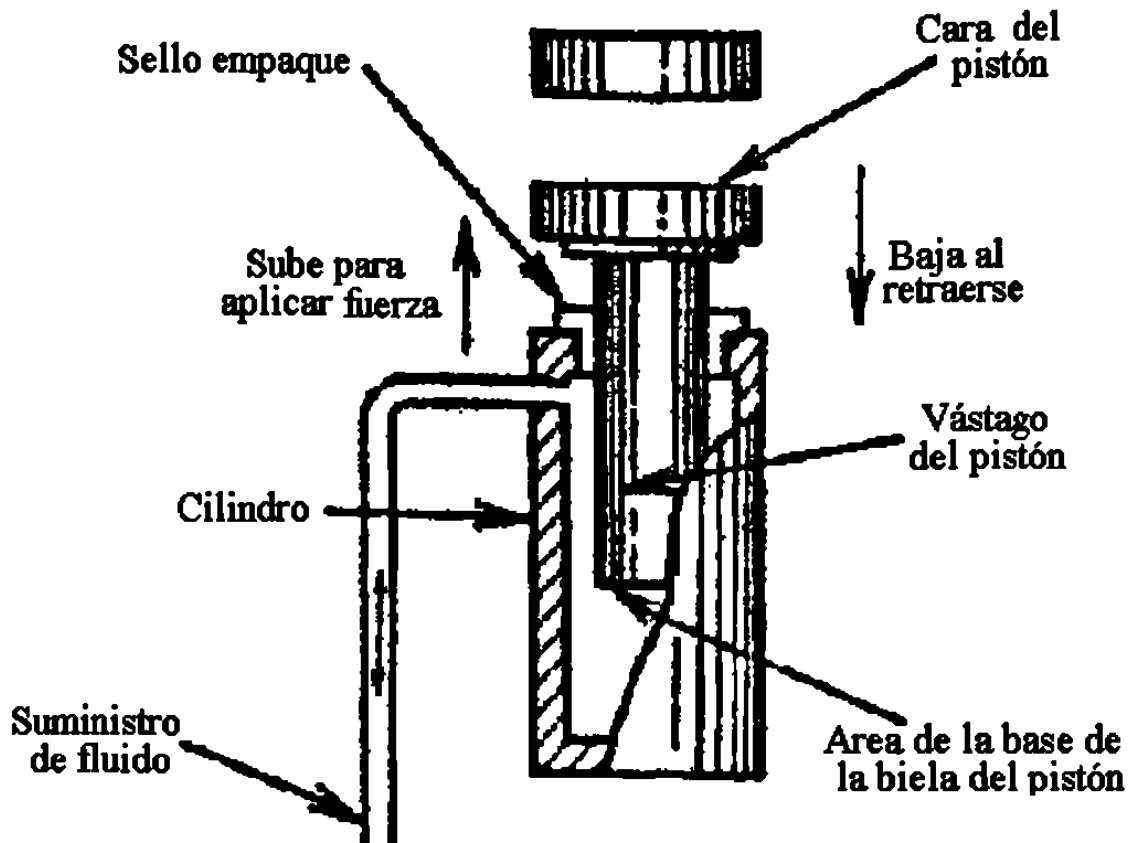


Figura 6.1. Pistón de simple efecto.

6.2.2. PISTONES DE DOBLE EFECTO.

Un pistón de doble acción es aquel en el cuál ambas carreras (avance y retroceso) de fuerza son producidas por fluido presurizado, entonces el fluido presurizado levanta el pistón de la figura 6.2 para aplicar fuerza, y lo baja para retirar el pistón y reducir fuerza. El fluido es admitido a la parte superior del cilindro, forzando al pistón a bajar. Durante la aplicación de la fuerza, mientras el pistón está subiendo, el fluido arriba del labio del pistón puede ser reducido al drenar hacia afuera el que está en la parte superior del cilindro. Mientras el pistón desciende el fluido será desalojado al drenarlo de la parte baja del cilindro. El labio es fijado en el pistón durante su fabricación. Note que el área del labio sobre el cuál la presión del fluido actúa durante la carrera de descenso es considerablemente menor que el área de la base del pistón. Esta reducción de área es satisfactoria porque el pistón no aplica una fuerza sobre la carrera de descenso.

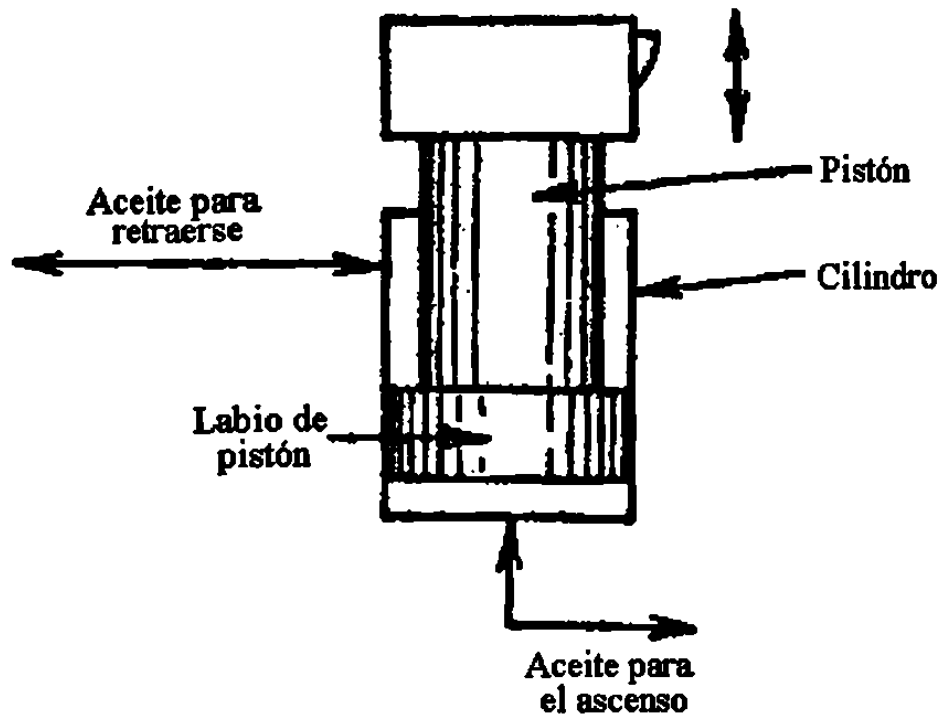


Figura 6.2. Pistón de doble efecto.

6.2.3. CILINDROS DE SIMPLE EFECTO.

En los cilindros de simple efecto, la presión solo actúa sobre el émbolo. En consecuencia, el cilindro solamente puede trabajar en un sentido. Estos cilindros funcionan de la siguiente manera:

El fluido sometido a presión entra en la cámara del lado del émbolo. En el émbolo se forma una presión por efecto de la contra fuerza (carga por peso). Una vez superada esta fuerza, el cilindro avanza hasta el final de la carrera.

Durante el movimiento de retroceso, la cámara del lado del émbolo está conectada con el depósito a través de la tubería y la válvula de vías, mientras que el conducto de presión está bloqueado por la válvula de vías. El retroceso se produce por el propio peso, por la acción de un muelle o por efecto de una fuerza externa. Estas fuerzas (pesos)

tienen que superar la fricción dentro del cilindro y en las tuberías y las válvulas, y tienen que desplazar el fluido hacia el conducto de retorno.

El montaje de los cilindros de simple efecto se rige por los siguientes criterios.

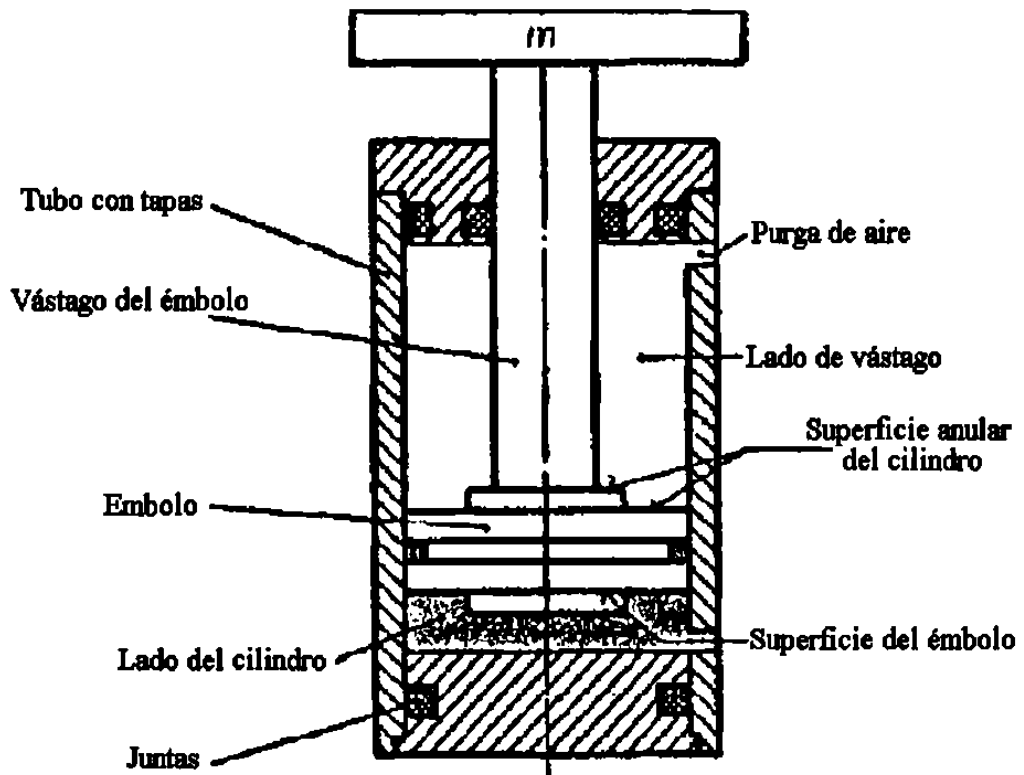


Figura 6.3. Cilindro de simple efecto.

- Montaje vertical: Si el retroceso del cilindro se produce por efecto de fuerzas externas. (Hay excepciones.)
- Montaje Horizontal: Tratándose de cilindros de simple efecto con retroceso por muelle.

6.2.4. CILINDROS DE DOBLE EFECTO.

Se muestran en la figura 6.3. El cilindro de doble acción está construido para que la carrera en una u otra dirección sea producida por la presión del fluido. Puesto que el vástago del pistón se extiende hasta el final del cilindro, un sello es necesario para prevenir fugas del fluido. Si se desea un cilindro de doble acción puede ser arreglado para que haga trabajo en una u otra o ambas de sus carreras.

La figura 6.4 (b) muestra otro tipo de cilindro de doble acción. Esta unidad de un cilindro de doble vástago, tiene vástagos los cuales se extienden a través de ambos extremos del cilindro. Cuando el pistón se mueve en una u otra dirección, ocasionan que ambos vástagos se muevan porque están firmemente unidos al pistón.

El trabajo puede ser entregado por uno u otro vástago o por ambos vástagos. La velocidad del movimiento del vástago será el mismo en una u otra dirección del recorrido cuando iguales cantidades de fluido son conducidos a uno u otro lado del cilindro.

Al avanzar el cilindro deberá tenerse en cuenta que el aceite ubicado en el lado del émbolo necesariamente tiene que descargar por los tubos hacia el depósito. Durante el retroceso del cilindro, el aceite fluye hacia la cámara del lado del vástago. El cilindro retrocede, con lo que el aceite es desplazado de la cámara del lado del émbolo.

En los cilindros de doble efecto con vástago simple, las fuerzas y las velocidades son diferentes durante el avance y retroceso aunque el caudal volumétrico sea el mismo, puesto que las superficies son diferentes (superficie del émbolo y superficie anular del émbolo).

La velocidad del retroceso es mayor, ya que si bien el caudal volumétrico es el mismo, la superficie activa durante el retroceso es más pequeña que durante el avance. En este sentido, se aplica la formula (5.3).

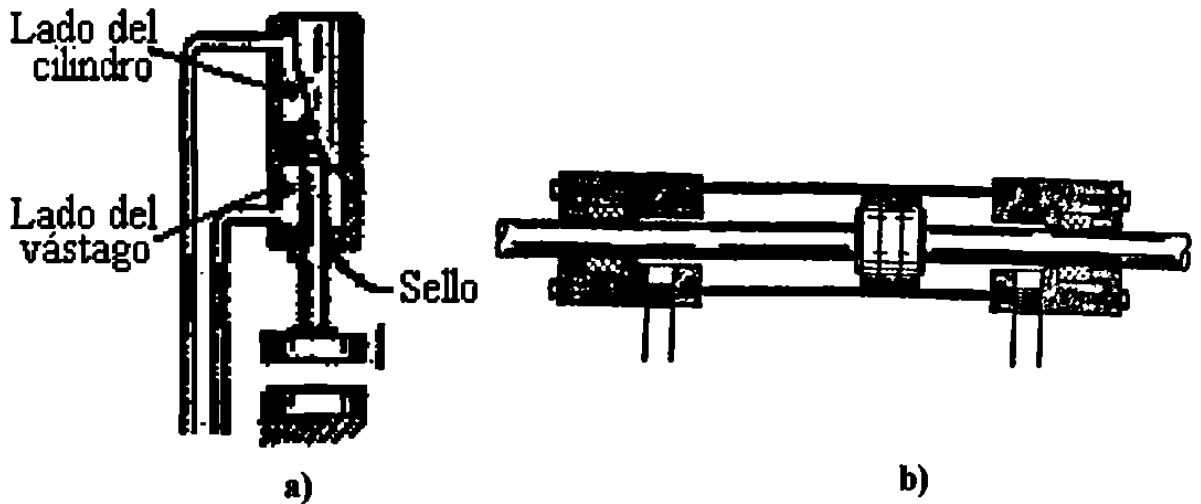


Figura 6.4. Cilindros de doble efecto
 a) De doble acción.
 b) De doble vástago.

6.2.5. CIRCUITO DE BYPASS INTEGRADO.

El cilindro en la figura 6.5 tiene un circuito de **bypass** integrado para limitar su carrera de subida. Cuando el pistón sube a su máximo punto en su recorrido hacia arriba, el fluido pasa a través del puerto auxiliar hacia la válvula check. Después de pasar a través de la válvula check, el fluido entra en la línea que alimenta al cilindro. Cuando empieza el descenso del émbolo, la válvula check evita que el fluido que entra al cilindro por D se vaya por esa rama de la check. En la base del cilindro se provee de un cojín o amortiguador de fluido para evitar sonidos o choques en la base al final de la carrera de descenso.

la tierra, carbón, etc. Estos tres pistones pueden ser retractados por gravedad o por un fluido a presión actuando sobre el labio de cada pistón.

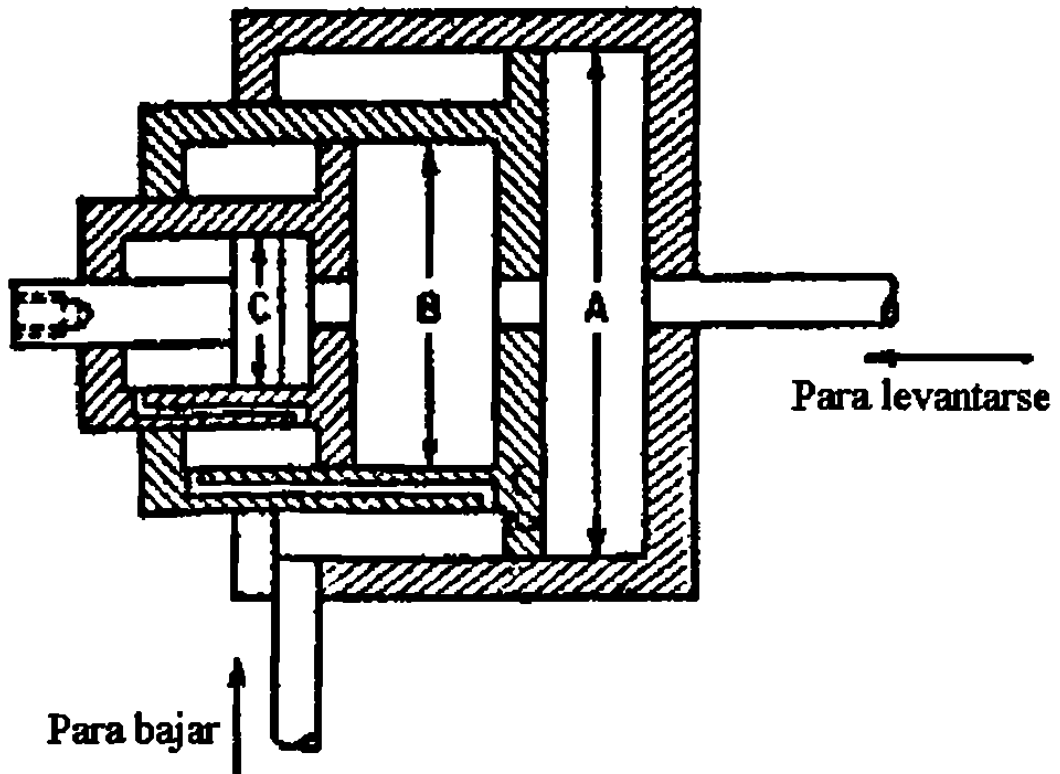


Figura 6.6. Cilindro telescópico

6.3. MOTORES HIDRÁULICOS (DE ACCIONAMIENTO ROTATIVO).

Los motores hidráulicos, también llamados hidro-motores, al igual que los cilindros, son elementos de accionamiento controlados por válvulas. Los motores también transforman la energía hidráulica en energía mecánica, aunque con la diferencia que producen movimientos giratorios o basculantes.

Otro nombre con que se conoce a este tipo de motores es motor hidráulico de giro ilimitado porque puede mantener su rotación a N revoluciones por minuto, mientras sea alimentado hidráulicamente.

6.3.1. EL PRINCIPIO EN EL CUAL SE BASA EL MOTOR DE ÉMBOLOS AXIALES.

El modelo del motor de émbolos axiales con disco inclinado funciona con un plano inclinado fijo (3) y el émbolo axial (1) desplazable en un tambor giratorio (2). Ver figura 6.7 (a)

La fuerza F (en el modelo representado como pesa) se descompone en una fuerza F_N que actúa perpendicularmente al plano inclinado y en una fuerza tangencial F_T . Ver figura 6.7 (b)

La fuerza F_T actúa a la distancia del radio r del centro del modelo y produce, con ello un momento de giro.

$$M_d = F_T r \quad (6.1)$$

El tambor obliga al émbolo a deslizarse por el plano inclinado en una vía circular. Al mismo tiempo, el tambor se pone en movimiento de rotación.

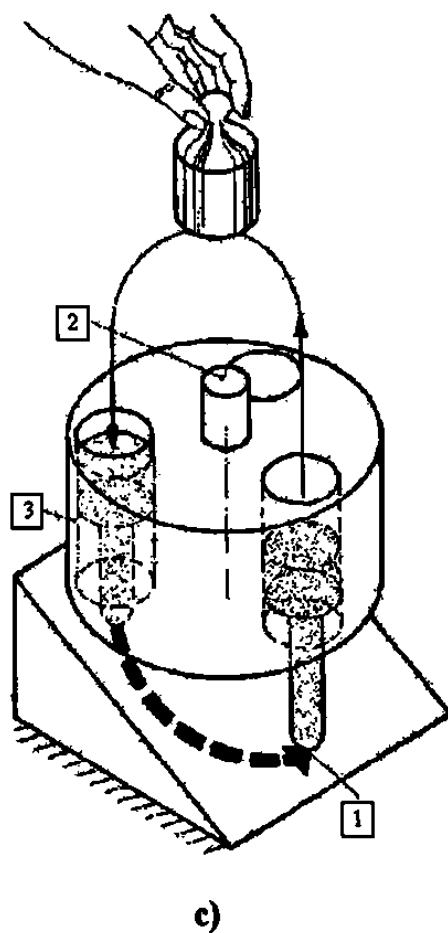
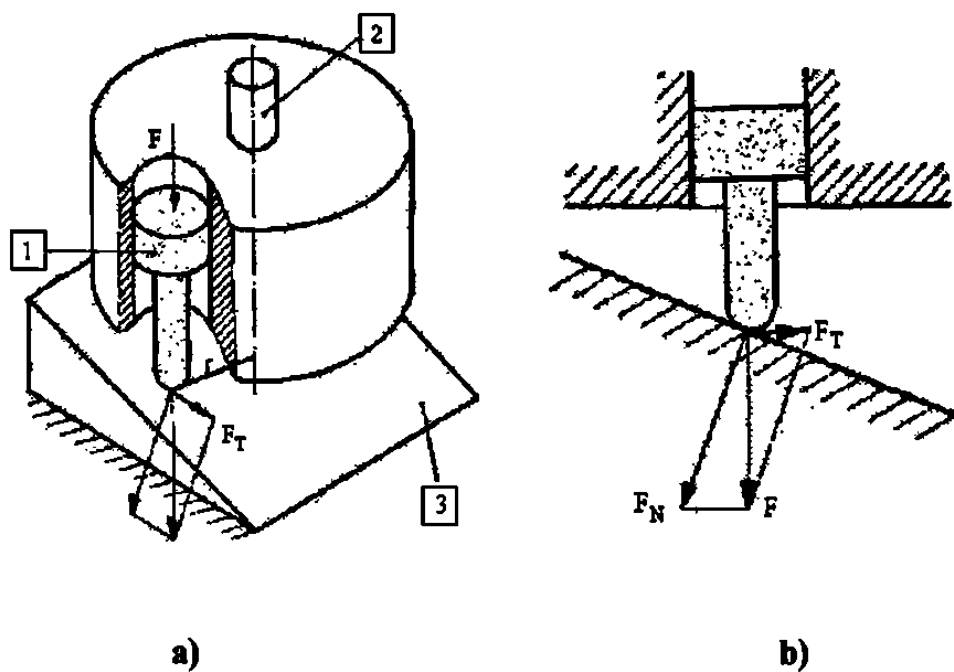


Figura 6.7. Modelo del motor de émbolos axiales con plano inclinado.

Del eje de salida de fuerza, firmemente sujeto al tambor, puede tomarse un momento de giro. Para conseguir en dicho eje (2) un momento de giro lo más alto posible y un giro uniforme, en el tambor (3) hay dispuestos varios émbolos axiales. Ver figura 6.7 (c).

Al llegar uno de los émbolos axiales, por el efecto de la pesa, al punto muerto inferior (I), hay que retirar de nuevo la pesa y colocarla sobre el émbolo siguiente. Así, el giro es continuo.

El sentido de giro puede invertirse de un modo muy sencillo, convirtiendo la zona de retorno en zona de presión y esta en zona de retorno. Ello puede demostrarse fácilmente cambiando correspondientemente de lugar la pesa.

- **Construcción de motor de émbolos axiales con disco inclinado.**

El motor de émbolos axiales con disco inclinado consta de los siguientes componentes. Ver figura 6.8 (a)

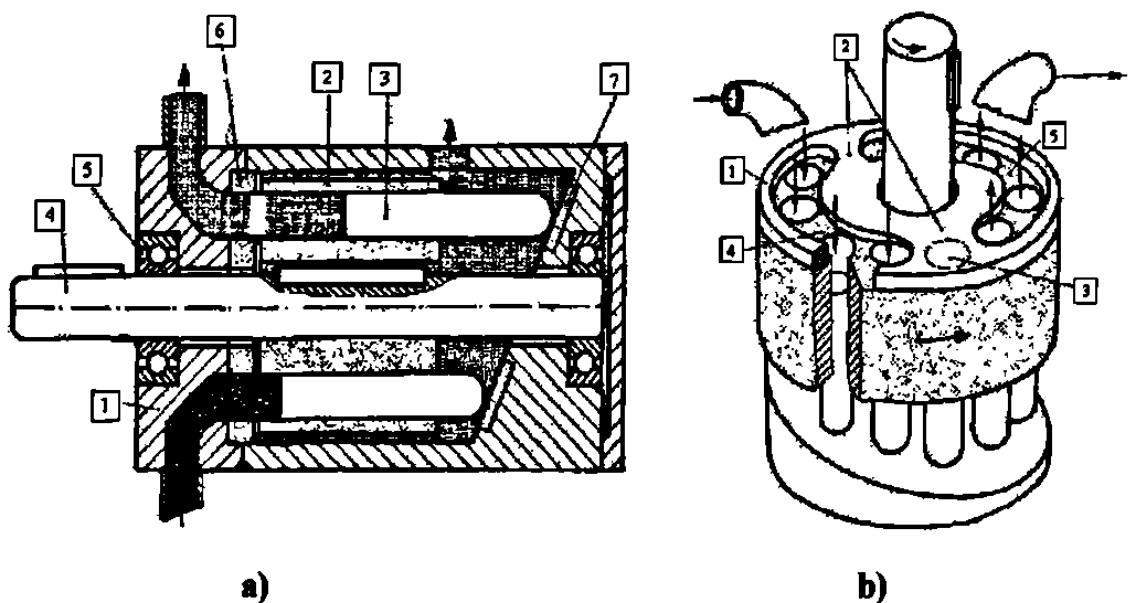


Figura 6.8 Motor de émbolos axiales con disco inclinado.

- **Funcionamiento del motor de émbolos axiales con disco inclinado.**

Para separar la entrada de la salida se necesita un disco de mando (3). A lo largo de éste se desliza el tambor rotatorio con sus cilindros. Para obtener el momento de giro deseado es necesario que varios émbolos axiales actúen en conjunto. Ello es posible gracias a la configuración reniforme de una presión (4) en el disco de mando. Gracias a estas aberturas reniformes, en el motor hidráulico representado reciben el líquido a presión cuatro de los nueve émbolos axiales. Otros cuatro están comunicados con el depósito y el noveno se encuentra en el punto muerto inferior (1). Ver figura 6.8 (b).

En todo momento se dispone, de un momento de giro efectivo, con el objeto de garantizar también el giro uniforme del eje de salida de fuerza aunque sea sometido a carga.

Después de pasar la zona de presión y la llamada zona de recubrimiento (2) en el punto muerto inferior (uno de los émbolos axiales queda separado del lado de presión y también del lado de retorno), los émbolos axiales pasan por el movimiento de giro a la zona de retorno (5), que es también una abertura reniforme en el disco de mando. Por esta, el líquido regresa al depósito.

6.3.2. MOTOR HIDRÁULICO DE ENGRANES.

Tal como se menciona en el capítulo 5, las bombas y los motores hidráulicos tienen los mismos parámetros característicos y principios de funcionamiento semejantes, claro haciendo mención de las diferencias que ya se estudiaron antes.

Inclusive los tipos y clasificación de ambos (bombas y motores hidráulicos) es semejante, como se puede apreciar en este otro caso.

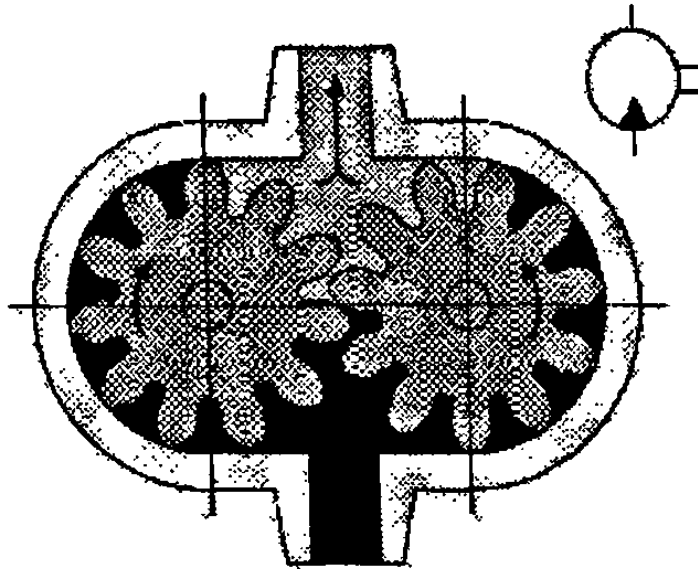


Figura 6.9 Motor hidráulico de engranes.

6.4. MOTORES GIRATORIOS O DE ROTACIÓN LIMITADA.

Este tipo de motores como su nombre lo indica queda limitado a realizar giros que normalmente son de menos de 360° de su eje motriz, de ahí su nombre de motor giratorio o de giro limitado.

Algunos tipos de estos motores se ilustran a continuación:

6.4.1. MOTOR DE DOBLE ASPA DE GIRO LIMITADO.

La figura 6.10 (a) muestra un actuador de éste tipo. Este rotor de doble aspa proporciona una rotación de 100° de su eje. Motores de aspa simple proveen 280° de rotación de su eje. En la figura 6.10 (b) se muestra como las válvulas amortiguadoras pueden desacelerar el rotor y prevenir el impacto al final de la carrera. Cuando el flujo

hacia el actuador es regresado, el fluido fluye a través de una válvula check para iniciar la rotación del motor en dirección opuesta.

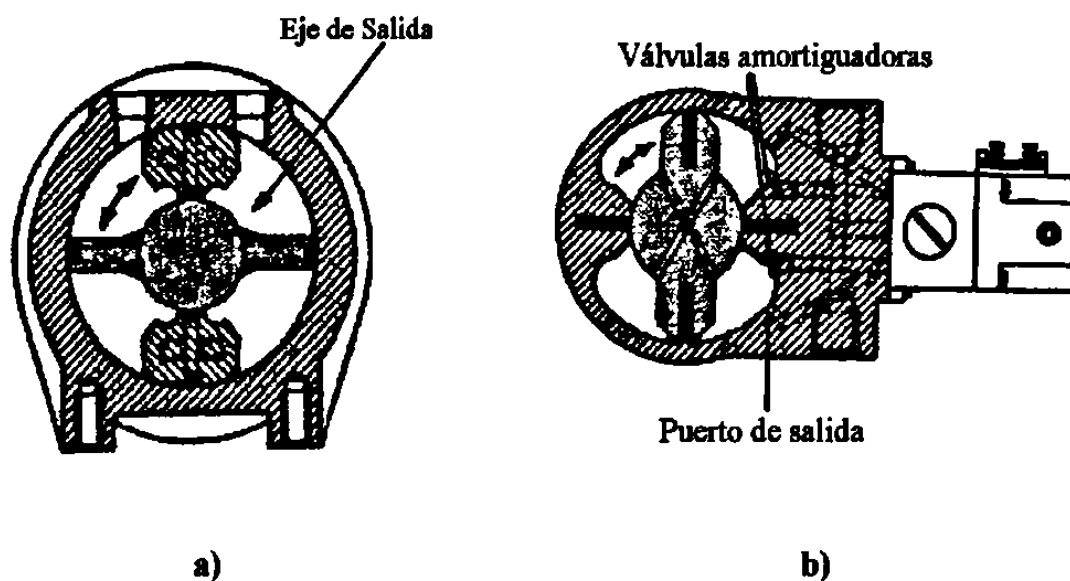


Figura 6.10. Motor de doble aspa giro limitado

6.4.2. MOTOR CON PISTÓN DUAL Y CREMALLERA.

Alto torque puede ser producido por pistones grandes opuestos como se muestra en la figura 6.11. Cremalleras, internamente posicionadas por los pistones, engranan un engrane piñón en el centro del cilindro. Como los pistones se extienden y se retractan, hacen rotar al piñón engrane el cuál está acoplado al eje de salida. El fluido además de usarse para mover el rotor o actuador lubrica también la cremallera y el piñón.

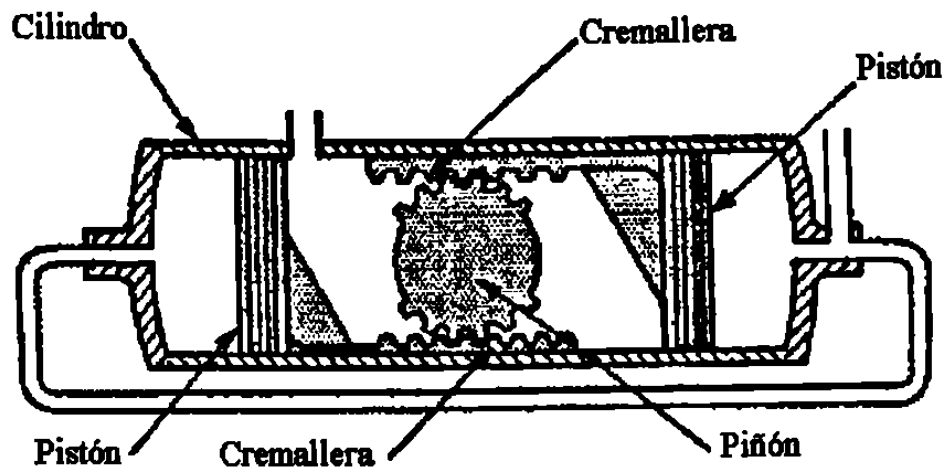


Figura 6.11. Motor de rotación limitada con pistón dual y cremallera .

Este tipo de motor produce igual par torsional en ambas direcciones y además provee un aumento en la rotación.

CAPÍTULO 7

LIQUIDO A PRESIÓN, DEPÓSITO HIDRÁULICO Y ACUMULADORES HIDRÁULICOS

7.1. EL LIQUIDO A PRESIÓN.

El liquido a presión tiene que satisfacer diversas tareas en una instalación hidráulica:

- Debe transmitir la energía hidráulica
- Se genera : en la bomba hidráulica.
- Se transforma: en el cilindro o motor hidráulico.
- Debe lubricar todas las piezas de una instalación hidráulica (Cojinetes, superficies de deslizamiento, etc.)
- Debe evitar que las piezas interiores móviles sean atacadas por la corrosión.
- Debe evacuar suciedades, abrasión, etc.
- Debe evacuar el calor.

En cualquier instalación hidráulica donde esté presente un fluido hidráulico sometido a presión va a producir el efecto de cavitación la cuál consiste en la eliminación de pequeñísimas partículas de las superficies de los materiales. En los elementos hidráulicos (bombas y válvulas), la cavitación se produce en los perfiles agudos de los elementos de mando. Esta destrucción del material se debe a picos locales de presión y a rápidos y fuertes aumentos de temperatura.

Si en un segmento de estrangulación aumenta la velocidad del caudal de aceite, aumenta la energía cinética. Esta energía cinética implica una reducción de la energía de presión. De este modo puede provocarse una reducción de la presión en una zona de estrangulamiento, llegándose a producir una depresión. A partir de una depresión de ≤ -0.3 bar se forman burbujas del aire que escapa del aceite.

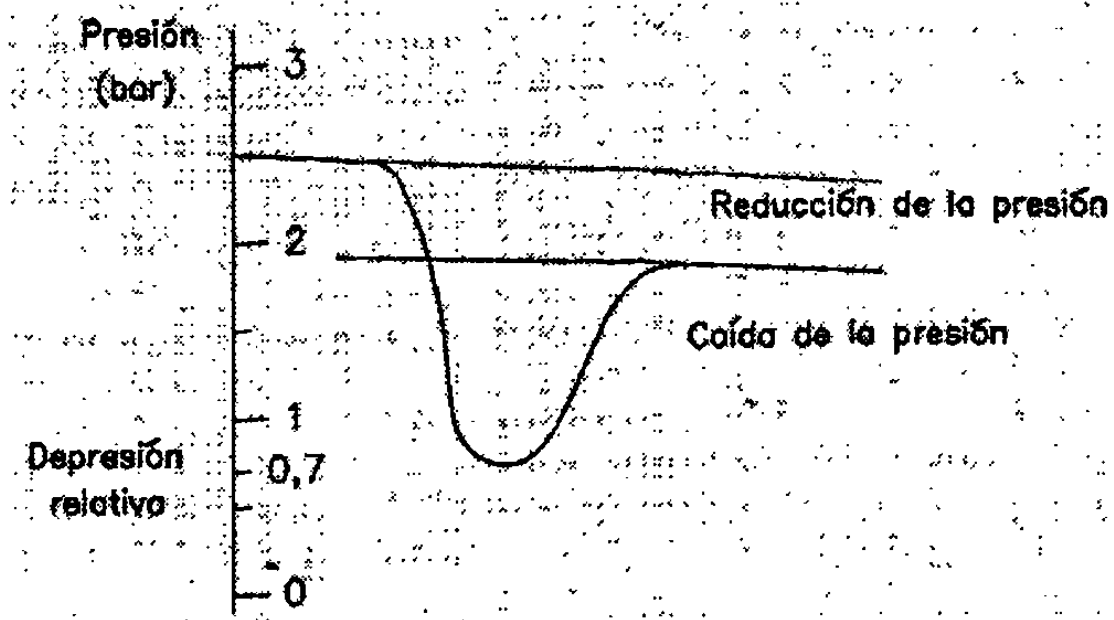


Figura 7.1. Caída de presión en la zona de estrangulamiento.

Si a continuación vuelve a subir la presión a raíz de una reducción de la velocidad, el aceite invade repentinamente la zona ocupada por las burbujas de aire.

Después del segmento de estrangulamiento, vuelve a subir la presión, las burbujas se rompen y entonces se produce la cavitación por las siguientes razones:

- **Picos de presión:**

En el lugar en el que aumenta el diámetro se desprenden pequeñas partículas de la pared, provocando una fatiga del material y posiblemente, su destrucción. Este proceso de cavitación es acompañado por ruidos considerables.

- **Combustión espontánea de la mezcla de aceite y aire:**

Al romperse las burbujas, el aceite las invade instantáneamente. Debido a la elevada presión, implicada en éste proceso y por la consecuente compresión del aire, surgen temperaturas muy altas. De esta manera puede producirse una combustión espontánea de la mezcla de aceite y aire en las burbujas, similar a la que se puede observar en los motores de gasóleo (efecto diesel).

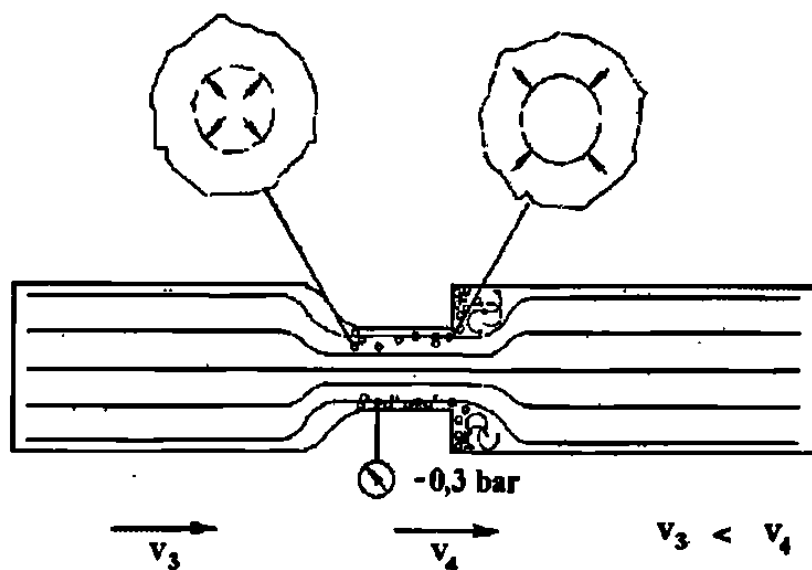


Figura 7.2. Cavitación

Existen diversas razones que explican la presencia de aire en el sistema hidráulico:

Los fluidos siempre contienen una determinada cantidad de aire. Bajo condiciones atmosféricas normales, los aceites hidráulicos contienen aproximadamente 9% en volumen de aire disuelto. No obstante, este porcentaje varía en función de la presión, la temperatura y del tipo de aceite. También es factible que penetre aceite aire en el sistema hidráulico desde fuera. Asimismo también es posible que el aceite hidráulico aspirado por la bomba ya contenga burbujas de aire debido a que las tuberías de descarga hacia el depósito no están debidamente colocadas o porque el aceite hidráulico no reposo durante el tiempo suficiente en el depósito o a causa de una insuficiente capacidad de segregación de aire del aceite.

En los segmentos de estrangulación, el coeficiente de Reynolds puede alcanzar un valor muy superior a 2,300 a causa de la disminución del diámetro del paso, la que provoca un aumento de la velocidad del caudal, ya que el caudal volumétrico siempre es constante. De este modo se alcanza rápidamente la velocidad crítica, a partir de la cual el caudal cambia de laminar a turbulento.

Según la ley de energía, la energía total de un sistema siempre es constante. Esto significa que si la energía cinética aumenta a raíz de una mayor velocidad del caudal, necesariamente tiene que disminuir otra forma de energía. Se produce una transformación de energía de presión en energía cinética y en energía térmica. Debido al aumento de la velocidad del caudal, aumenta la fricción, lo que produce un calentamiento del fluido y un aumento de la energía térmica. Una parte del calor es cedida hacia el exterior. Al final del segmento de estrangulamiento, el caudal volumétrico vuelve a tener la misma velocidad de flujo que antes de dicho segmento. Sin embargo, la energía de presión ha disminuido en una cantidad equivalente a la energía térmica, lo que tiene como consecuencia una disminución de la presión detrás del segmento de estrangulamiento.

La reducción de la energía en los segmentos de estrangulamiento significa una pérdida de potencia. Estas pérdidas de potencia pueden cuantificarse midiendo la reducción de la

presión y el aumento de la temperatura. La reducción de la presión depende de los siguientes factores:

- Viscosidad.
- Velocidad del caudal.
- Forma y longitud del segmento de estrangulamiento.
- Tipo de caudal (laminar o turbulento).

Según la formula de Hagen-Poiseuill:

$$Q = \alpha \cdot A_D \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}} \quad (7.1)$$

En donde:

α = Coeficiente de flujo

A_D = Área del segmento de estrangulamiento en m.

Δp = Reducción de la presión en Pa.

ρ = Densidad del aceite en $\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$.

Y pasando por alto las constantes, puede obtenerse la siguiente equivalencia simplificada:

$$Q \approx \sqrt{\Delta p} \quad (7.2)$$

O sea que el flujo a través de un segmento de estrangulamiento es determinado por la diferencia de presiones.

7.2. DEPÓSITO HIDRÁULICO.

Toda instalación hidráulica tiene un depósito. Este debe satisfacer diversas tareas: depósito de reserva, separador de líquido a presión y aire, evacuador de calor, portador de

una bomba incorporada o montada encima y del motor de accionamiento, así como placa base para diversas piezas de mando.

Teniendo en cuenta las funciones que debe cumplir el depósito, se tendrán en cuenta las siguientes directrices generales:

El tamaño del depósito dependerá de los siguientes factores:

- Caudal volumétrico de la bomba.
- Temperatura de trabajo y la temperatura máxima permisible del aceite.
- Posible diferencia máxima del volumen del aceite al llenar o vaciar los elementos de consumo (por ejemplo: cilindros, depósitos de aceite sometidos a presión).
- Lugar de la aplicación.
- Período de circulación.

El volumen de aceite transportado por la bomba en un lapso de tres a cinco minutos sirve como criterio de referencia para determinar las dimensiones de los depósitos de sistemas hidráulicos estacionarios. Además debe preverse una reserva de aproximadamente 15% de aire para compensar las oscilaciones del nivel.

Los depósitos utilizados en sistemas hidráulicos móviles son más pequeños por razones de espacio y de peso; en consecuencia, dichos depósitos no pueden asumir solos la función de refrigeración del sistema, por lo que es necesario recurrir a un sistema de refrigeración externo.

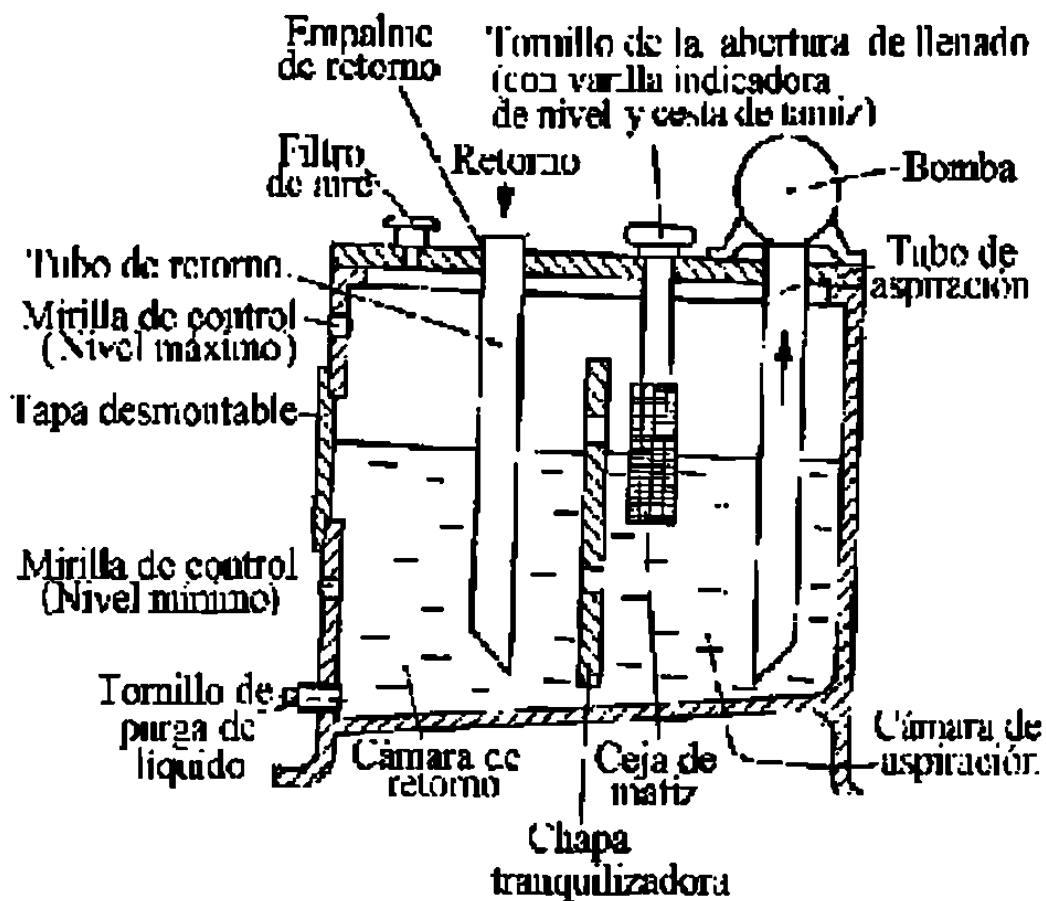


Figura 7.3. Depósito de aceite.

FORMA DEL DEPÓSITO

Los depósitos altos son favorables para descargar el calor residual, mientras que los depósitos anchos lo son para la segregación del aire.

TUBERÍAS DE ASPIRACIÓN Y RETORNO

Los extremos de estas tuberías deben estar lo más separados posible entre sí, y además, deben quedar sumergidos en el aceite por debajo de la marca del nivel mínimo.

CHAPA DE AMORTIGUACIÓN Y DESVIACIÓN

Esta chapa se encarga de separar la zona de aspiración de la de retorno de aceite. Además se encarga de que se prolongue el tiempo de reposo del aceite, lo que permite una segregación más efectiva de la suciedad, del agua y del aire.

CHAPA DE FONDO DEL DEPÓSITO

Esta chapa debería estar inclinada hacia abajo en dirección del tornillo de evaluación para que sea factible drenar lodo y agua.

VENTILACIÓN Y EVACUACIÓN DE AIRE

Cuando oscila el nivel de aceite, es necesario agregar o evacuar aire a modo de compensación. Con ese fin, el tornillo del orificio para llenado de aceite suele llevar incorporado un filtro de aire.

En los depósitos cerrados que se utilizan en sistemas hidráulicos móviles no se agrega o evacua aire. Ese tipo de depósitos están provistos de una vejiga pretensada con gas (nitrógeno). Por esta razón, estos depósitos ofrecen menos problemas de contaminación por entradas de aire y agua y de envejecimiento del aceite. La pretensión de la vejiga evita además que se le produzcan desgastes por abrasión en el conducto de aspiración ya que el depósito está sometido a presión.

7.3. ACUMULADORES HIDRÁULICOS.

OBJETIVO

Si disminuye la presión, el acumulador debe poder suministrar líquido a presión al sistema hidráulico.

7.3.1. FUNCIONES QUE DESEMPEÑA:

- * Suministro auxiliar de caudal en caso de emergencia cuando falla la bomba por alguna perturbación, con el objeto de finalizar un proceso iniciado.
- * Mantener presión y compensar fugas.
- * Como amortiguador de puntas de presión en los procesos de conmutación.
- * Como amortiguador de vibraciones, para evitar ruidos molestos o para alisar el caudal con pulsaciones enviado por la bomba.
- * En sistemas hidráulicos, en los que el desarrollo de los trabajos exige brevemente un mayor caudal de líquido a presión. Con el acumulador se ahorra en este caso una bomba de mayor potencia, más grande y más cara, que se necesitaría para cubrir una alta pero breve necesidad. La bomba debe tener solo una potencia tal que pueda volver a llenar el acumulador en los tiempos de reposo.
- * Como alimentador de energía para circuitos pilotos de válvulas de conexión servopilotadas.

7.3.2. TIPOS DE ACUMULADORES:

- De pesos muertos
- De resorte
- De gas (de pistón, de diafragma, de bolsa).

Cada tipo tiene determinadas características que los hace convenientes para ciertas aplicaciones.

7.3.3. ACUMULADOR DE PESOS MUERTOS O PESADO.

Este (fig. 7.4 a) es el tipo de acumulador usado más antiguo. El acumulador consiste de un émbolo deslizándose dentro de un cilindro. El fluido bajo presión, usualmente de la bomba, entra al fondo del cilindro después de pasar a través de la válvula check. El fluido presurizado obliga al pistón a subir. Para prevenir la expulsión del émbolo fuera del cilindro, una pesa es colocada en la parte superior del émbolo. Este peso es escogido para ejercer una presión determinada sobre el fluido que entra al cilindro del acumulador. La presión ejercida por la pesa y émbolo, en kilogramos por centímetro cuadrado, puede encontrarse dividiendo la suma de los pesos del pistón y la pesa, en kilogramos, por el área del émbolo, en centímetros cuadrados, contactando al fluido.

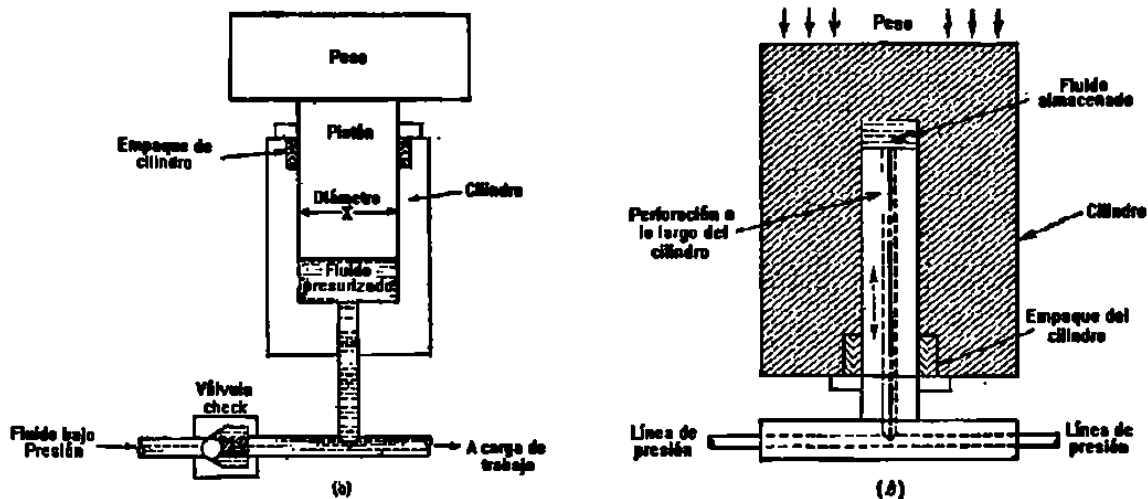


Figura 7.4 Acumuladores de pesos muertos.

(a) con émbolo.

(b) con émbolo invertido.

La fuerza ejercida sobre el fluido por el pistón es constante relativamente. A pesar de la posición del pistón, la presión del fluido en el cilindro es constante. La inercia del pistón ensamblado puede, sin embargo, causar que la presión del fluido exceda de la que resulta del peso bruto y el área del pistón. Entonces, si el pistón es bajado rápidamente parado de repente por el fluido, la presión resultante aumenta súbitamente y puede ser varias veces la presión normal del acumulador.

En algunos acumuladores de este tipo, el pistón es fijado a una base (fig. 7.4 b) y el cilindro es el que se mueve. El fluido pasa hacia arriba o hacia abajo a través de un pasaje taladrado en el pistón. Cuando el fluido alcanza la parte superior de éste conducto, entra a la cámara del cilindro donde es almacenado para uso futuro. Note que el cilindro en la fig. 7.4 (b) tiene paredes extremadamente gruesas. Estas paredes gruesas proveen el peso necesario para producir la presión deseada sobre el fluido. Las paredes gruesas también ayudan a contener el fluido en el cilindro, previniendo ruptura durante periodos de excesiva presión.

7.3.4. ACUMULADOR DE RESORTE CARGADO.

La figura 7.5 muestra un acumulador que usa la energía almacenada en un resorte para crear una fuerza constante sobre el fluido contenido en el pistón adyacente ensamblado. El uso de un resorte o resortes mecánicos producen algunas características que hacen a este tipo de acumulador diferente a otros.

La carga característica de un resorte es tal que la energía almacenada depende de la fuerza requerida para comprimir el resorte. La longitud (sin comprimir) libre del resorte representa cero energía almacenada.

Como el resorte es comprimido a la máxima longitud instalada, el valor de presión mínima del fluido en el pistón ensamblado es estabilizada. Un fluido bajo presión entra al cilindro del pistón, ocasionando que el resorte se comprima, la presión del fluido aumentara debido al incremento de la carga requerida para comprimir el resorte.

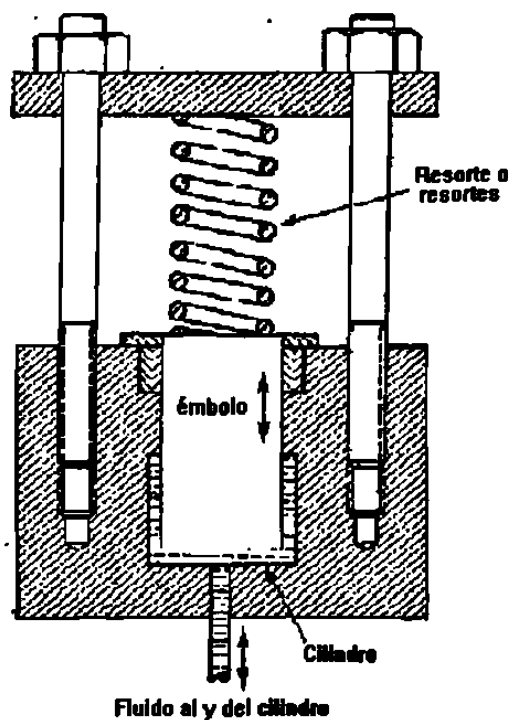


Figura 7.5. Acumulador de resorte.

Este tipo de acumulador puede tener elementos de sujeción que detengan el émbolo en caso de que la presión del fluido suba más allá de la capacidad de carga del resorte. El acumulador puede ser usado en la línea simplemente para agregar capacidad de flujo a una presión menor que la presión máxima, cuando un alto flujo puede ser necesitado. Una presión intermedia es seleccionada como descarga del acumulador porque el circuito quizá se diseño para que un gran volumen de liquido a baja presión se necesite durante el arranque del ciclo de trabajo de una máquina en servicio. La carrera de trabajo puede estar a una alta presión y a muy baja velocidad. Es deseable que el acumulador pueda almacenar energía a una presión menor que la presión máxima de trabajo pero suficientemente alta que la presión requerida para mover la maquina rápidamente. Entonces suficiente energía estará disponible para exceder la resistencia de las fricciones durante el arranque y poner la masa de la máquina en movimiento.

7.3.5. ACUMULADOR CILÍNDRICO DE GAS.

La figura 7.6 muestra varios tipos de acumuladores cargados de gas manufacturados en forma cilíndrica. La unidad en figura 7.6 (a) tiene una válvula check flotante. La check flota dentro de la columna de fluido. Este acumulador puede ser instalado en una posición vertical de tal forma que se encuentra separada la carga de gas y el liquido. Cuando el nivel de liquido alcanza una cierta predeterminada altura mínima, la check flotante se coloca en la posición del asiento S. Esto previene perdida de la carga de gas dentro del sistema. La tubería conectada a la entrada no necesita el dispositivo de protección asociado con los acumuladores de bolsa. Los acumuladores con check flotante son usados en sistemas grandes donde la capacidad del acumulador para liquido y gas puedan exceder de 10 galones cada uno. La limitación principal de este acumulador es la manera en la cual es montado, que debe estar en una posición tal que permita a la check flotar libremente.

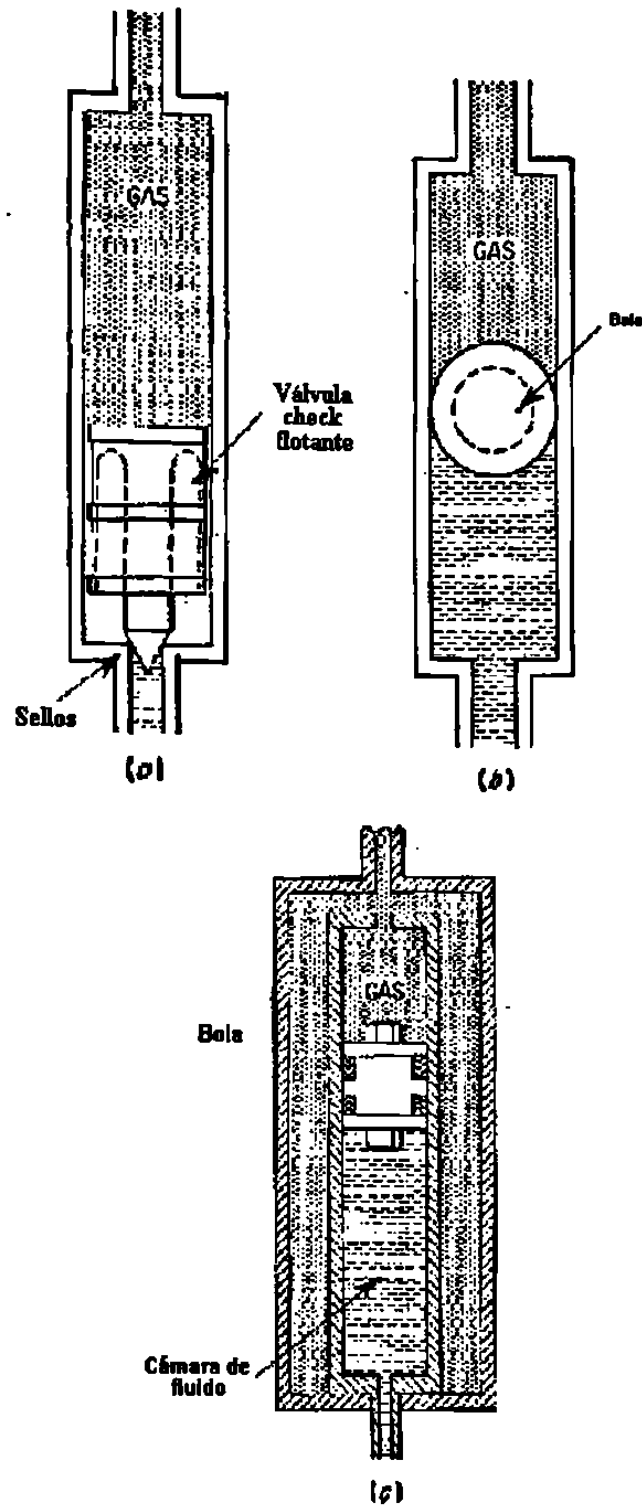


Figura 7.6. Acumuladores cilíndricos
 a) Válvula Check flotante
 b) De bola flexible
 c) De pistón flotante

La figura 7.6. (b) muestra un cilindro con una bola (u otro dispositivo de libre movimiento) que actúa como un divisor entre la carga de gas y el fluido hidráulico. Las fugas son mínimas porque la presión del gas y el liquido son iguales. La fricción entre la bola y la pared puede ser relativamente alta, particularmente cuando el movimiento apenas empieza. Esta fricción es perjudicial para el acumulador.

El acumulador cilíndrico en figura 7.6 (c) tiene una cámara de gas presurizada que envuelve la cámara de liquido. Como en figura 7.6 (b) la presión de gas y liquido son iguales.

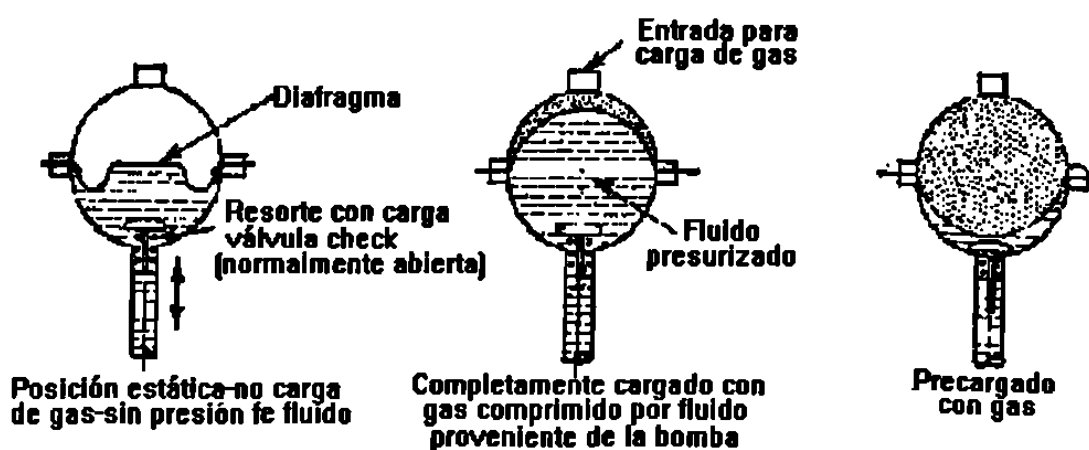
7.3.6. ACUMULADORES DE DIAFRAGMA Y BOLSA.

La figura 7.7 (a) muestra un acumulador del tipo esférico de diafragma. Este es uno de varios acumuladores neumáticos o de gas que hay hoy en día. El diseño básico es tal que la capacidad está algo limitada (usualmente menor que 1 galón). Ambos tipos de acumuladores, el de diafragma esférico (fig. 7.7 a) y el de tipo bolsa (fig. 7.7 b) son similares en operación.

En ambos tipos de acumuladores hay dos conexiones externas (una para gas y otra para liquido). El diafragma o bolsa separa el gas del liquido. En cada tipo, el liquido presurizado que entra, comprime el gas (fig. 7.7) en el acumulador. Cuando la presión en el circuito externo disminuye a un nivel más bajo que la que hay en el acumulador, el gas se expande y obliga a entrar al circuito. Ya que ninguno de estos dos tipos de acumuladores tienen pistón o resorte, la inercia en este dispositivo es extremadamente pequeña. El gas esta siempre listo para expandirse y suministrar la fuerza necesaria sobre el liquido. Conectando uno o más tanques de gas a estos acumuladores, el volumen efectivo de gas puede ser incrementado. Cuando tanques adicionales de gas son usados, una válvula check normalmente abierta puede ser conveniente a la entrada de gas. Agregando tanques de gas a

un acumulador, cambia el gradiente de presión al cual el líquido es descargado. Esto es deseable en ciertas instalaciones.

Note que ambos tipos de acumuladores es la figura 7.7 tienen un resorte que mantiene normalmente abierta una válvula check por donde entra el líquido al acumulador. Esta válvula check no debe dañar al elemento separador (diafragma o bolsa) ya que hay la posibilidad de que el diafragma o bolsa pueda ser forzada a través de la conexión de entrada por el gas. Esta válvula check debe funcionar correctamente para que cierre completamente cuando el gas sea admitido al acumulador.



a) De diafragma



b) De bolsa

Figura 7.7 Acumuladores neumáticos

CONSTRUCCIÓN DE ACUMULADOR DE BOLSA O VEJIGA.

El acumulador de vejiga consta de los siguientes componentes importantes para su funcionamiento. Ver figura 7.7 (b)

- 1) Depósito de acero.
- 2) Vejiga del acumulador.
- 3) Válvula de gas.
- 4) Válvula de plato.
- 5) Tornillo de purga de aire.
- 6) Empalme para la tubería del liquido a presión.

FUNCIONAMIENTO.

Se lleva la vejiga elástica del acumulador de nitrógeno tomado de una botella a presión por la válvula de gas, hasta alcanzar la presión de llenado necesaria (Pe_1). La vejiga del acumulador rellena interiormente el depósito de acero y cierra la válvula de plato. El nitrógeno contenido en la vejiga tiene el volumen V_1 .

Al poner en marcha el grupo de accionamiento, una parte del liquido a presión enviado por la bomba pasa por la válvula de plato y entra en el depósito acumulador, comprimiendo el nitrógeno en la vejiga hasta el valor necesario de la presión máxima de trabajo (Pe_3). El volumen del nitrógeno disminuye con ello a V_3 .

Si baja la presión en el sistema hidráulico, el liquido a presión contenido en el acumulador es desplazado por la vejiga que se dilata con la presión momentáneamente mayor Pe_3 , hasta que las presiones se equilibran. Al mismo tiempo, la presión en la vejiga disminuye de Pe_3 a Pe_2 , y el volumen de gas se dilata de V_3 a V_2 .

LLENADO DE LA VEJIGA DEL ACUMULADOR

- **Abrir un poco la válvula de cierre de la botella de nitrógeno, de modo que éste pueda entrar en la vejiga del acumulador.**
- **En cortos intervalos, cerrar la válvula de cierre de la botella de nitrógeno y leer en el manómetro la presión de llenado reinante en la vejiga del acumulador.**
- **Una vez alcanzada la presión de llenado deseada, esperar algunos minutos hasta que se compense la temperatura.**
- **Después de compensar ésta, medir nuevamente la presión de llenado; si es necesario, rellenar de nitrógeno o dejar escapar el nitrógeno en exceso soltando la pieza de empalme.**
- **Cerrar la válvula de cierre de la botella de nitrógeno y desenroscar el husillo del dispositivo de llenado, para que pueda cerrarse la válvula antirretorno de la vejiga del acumulador.**
- **Desenroscar el dispositivo de llenado del acumulador y enroscar la caperuza de la válvula de gas. Comprobar la estanqueidad de ésta humedeciéndola con lejía jabonosa y enroscar luego la tuerca del sombrerete. La presión de llenado del acumulador (observar los datos del fabricante) debe ser superior a la mínima de trabajo, para que el nitrógeno contenido en la vejiga de goma pueda desplazar todo el líquido del acumulador.**

CAPÍTULO 8

FILTROS, SELLOS Y ACCESORIOS.

8.1. ANTECEDENTES.

La unidad de abastecimientos de energía incluye frecuentemente un sistema de purificación del fluido sometido a presión. En el sistema hidráulica se producen impurezas debido a desgastes mecánicos, al calentamiento y envejecimiento del aceite y a influencias ambientales. Por lo tanto se incluyen filtros en el circuito del aceite para eliminar las partículas de suciedad. El agua y los gases son también factores de interferencia, por lo que deben adoptarse medidas especiales para eliminarlos.

Adicionalmente se instalan sistemas de calefacción y de refrigeración con el fin de preparar el aceite. El grado de sofisticación de estos sistemas depende de las funciones que debe cumplir el sistema hidráulico en cuestión.

8.1.1. FILTROS.

Para que un sistema hidráulico funcione y sus elementos tengan una vida útil larga, es importante incorporar filtros.

El fluido sometido a presión puede contener suciedad por las siguientes razones:

- **Suciedad inicial en la puesta en marcha:** Virutas de metal, arena de fundición, polvo, perlas de soldadura, escoria, pintura, suciedad diversa, medios de obturación, suministro de líquidos con partículas de suciedad.
- **Suciedad producida durante el funcionamiento a causa de abrasión penetración a través de las juntas y del sistema de aireación del depósito, rellenado o cambio del líquido, cambio de componentes del sistema, cambio de tuberías.**

Los filtros tienen la función de mantener la suciedad en niveles permisibles para evitar un desgaste prematuro de los elementos. El filtrado tiene que ser lo suficientemente fino y, además, deberá poderse controlar la eficiencia del filtro mediante un indicador.

Antes de la puesta en marcha del sistema hidráulico se suelen utilizar primero filtros baratos.

La selección y ubicación del filtro depende fundamentalmente de la sensibilidad de los diversos componentes frente a la suciedad.

8.1.2. GRADO DE FILTRACIÓN.

Las partículas de suciedad se miden en μm (un micrón equivale a la millonésima parte de un metro) y en concordancia con ello se indica también el grado de filtración. Dicha graduación se clasifica de la siguiente manera:

- **Grado absoluto de filtración:** Indica el tamaño de la partícula más grande que pueda atravesar el filtro.
- **Grado nominal de filtración:** Las partículas del tamaño nominal de los poros son retenidas por el filtro después de varios pasos.

- **Dimensión media de poros:** Unidad para el tamaño promedio de los poros de un filtro según la fórmula de distribución de Gau β
- **Valor β :** Indica la diferencia de la cantidad de partículas de un determinado tamaño que se encuentran en el lado de entrada y en el lado de salida del filtro.

Ejemplo: $\beta_{50} = 10$ significa que en el lado de entrada del filtro hay 10 veces más partículas de más de 50 μm que en el lado de salida.

Grado de filtración X recomendado, expresado en μm siendo $\beta_x = 100$	Tipo de sistema hidráulico
1 - 2	Para impurezas finas en sistemas altamente sensibles con gran fiabilidad calculable; preferentemente en la aviación y en laboratorios.
2 - 5	Para sistemas de mando y control sensibles y de alto rendimiento en márgenes de presión alta; con frecuencia en la aviación, robots industriales y maquinaria.
5 - 10	Para sistemas hidráulicos industriales de alta calidad y fiabilidad con previsible larga vida útil de sus componentes.
10 - 20	Para hidráulica general y sistemas hidráulicos móviles; presiones medianas y tamaños intermedios.
15-25	Para sistemas en la industria pesada de baja presión o para sistemas de vida útil limitada
20 - 40	Para sistemas de baja presión con holguras grandes

Tabla 8.1 Grado de filtración y campos de aplicación.

8.1.3. FILTRACIÓN DEL ACEITE DE RETORNO AL DEPÓSITO O DESCARGA.

Este tipo de filtros son montados directamente sobre el depósito de aceite. El cuerpo y el cartucho del filtro tienen que poder resistir picos de presión que se producen cuando se

abren repentinamente válvulas grandes, o tienen que estar provista de una válvula de desviación de respuesta rápida que dirija el aceite directamente hacia el depósito. Es recomendable que la totalidad del flujo de retorno pase a través del filtro. El filtro puede colocarse en una tubería secundaria si el aceite de retorno no fluye a través de una tubería principal. La filtración del flujo de retroceso es más económica que la filtración a altas presiones.

Parámetros importantes:

Presión de trabajo:	Según tipo, hasta 30 bar.
Caudal:	Hasta 1,300 l/min. (en filtros incorporables al depósito) Hasta 3,900 l/min. (en filtros grandes para las tuberías)
Grado de filtración:	Desde 10 hasta 25 μm .
Diferencia máxima Δp:	Según tipo de cartucho, hasta aproximadamente 70 bar.

8.1.4. FILTRAJE EN LA ASPIRACIÓN.

Este filtro se ubica en el tubo de aspiración de la bomba; de este modo, el aceite proveniente del depósito es aspirado a través del filtro, con lo que solamente pasa aceite filtrado al sistema hidráulico.