

Nota de agradecimiento

A Josep Borregá y Ricard Torres por su participación en la revisión y corrección del texto, a mis compañeros de Verkol, S.A. por su contribución en los capítulos dedicados a fluidos hidráulicos, y a todos aquellos que de alguna manera han colaborado para mejorar el contenido de este libro.

Prólogo

Siendo cierto que la Oleohidráulica es una parte de la temática general de Máquinas Hidráulicas y de Fluidos, la falta de una obra como la que se presenta es clara.

En efecto, las fuentes de información que se utilizan en la actualidad en el desarrollo de la Oleohidráulica en sus vertientes de desarrollo técnico o de actividades prácticas y de laboratorio, se centran en libros que a menudo presentan un contenido excesivamente teorizante o en manuales en los que es notoria la huella y el apoyo de marcas comerciales que a su vez aprovechan la ocasión para promocionarse.

Es en este sentido que la presente obra cubre un espacio de aplicación específica.

Un detallado análisis de su contenido pone de manifiesto el desarrollo de los grupos impulsores y actuadores, los elementos de control y los sistemas auxiliares y complementarios para el diseño de circuitos con objetivos predefinidos.

Al llegar a este punto cabe señalar que el conocimiento, aunque sea a nivel de usuario, del contenido mencionado es especialmente complejo; por ello es necesaria una descripción sencilla pero con el rigorismo adecuado.

Esta es una de las características más notorias de la obra que se comenta. Se han utilizado diferentes tramados para singularizar las distintas partes de un despiece o las distintas zonas de un circuito en función de su estado energético o funcionalidad.

El diseño de circuitos, con aplicaciones y un complemento señalado como ANEXOS en el que se repasan ciertos conceptos de la Hidráulica, de las propiedades de los fluidos y las operaciones a realizar en la puesta en marcha o revisión de un circuito, así como un compendio de simbología y ejercicios numéricos completan el total de la obra.

Se acompaña el conjunto de un Glosario de términos y un listado de referencias que pueden complementar aspectos que se juzguen de interés.

De todo lo expuesto se deduce fácilmente que se trata de una obra de aplicación en Escuelas Técnicas, Escuelas Universitarias y similares, altamente recomendable a nivel de texto, pues representa una obra básica en la comprensión de la Oleohidráulica.

Marc Barraco Serra.

Catedrático de la Universitat Politècnica de Catalunya (Departament de Mecànica de Fluids)

Índice

Oleohidráulica

1	Introducción	13
2	Principios básicos.	15
2.1	Principio de Pascal.	15
2.2	Aplicaciones.	18
2.3	Componentes de un sistema	20
3	Bombas: generalidades.	21
3.1	Bombas de desplazamiento no positivo.	21
3.2	Bombas de desplazamiento positivo	23
3.3	Características de las bombas	25
4	Bombas hidrostáticas.	27
4.1	Bombas oscilantes.	27
4.2	Bombas rotativas.	30
5	Bombas: varios.	43
5.1	Bombas de caudal variable	43
5.2	Bombas múltiples	44
5.3	Caudal teórico de las bombas	44
6	Elementos de regulación y control.	47
6.1	Válvulas de regulación de presión.	47
6.2	Válvulas reductoras de presión	51
6.3	Válvulas de secuencia	53
6.4	Válvulas de contrapresión (<i>counterbalance</i>).	54
6.5	Válvulas de descarga.	54
7	Válvulas direccionales	57
7.1	Válvulas unidireccionales	57
7.2	Válvulas direccionales de dos vías.	59
7.3	Válvulas direccionales de varias vías.	61
7.4	Válvulas reguladoras de caudal.	63
8	Servoválvulas y válvulas proporcionales	67
8.1	Servoválvulas	67
8.2	Válvulas proporcionales	70
8.3	Pérdida de eficiencia de una servoválvula	74
9	Válvulas de cartucho.	75
9.1	Funcionamiento.	76
9.2	Combinación como válvulas direccionales.	77
9.3	Combinación como válvulas reguladoras.	79

Oleohidráulica (cont.)

10	Otras válvulas.	83
10.1	Válvulas de purga de aire.	83
10.2	Válvulas de paracaídas.	83
10.3	Válvulas de aislamiento de manómetros.	83
10.4	Válvulas de selección de pilotaje.	84
11	Sistemas de montaje.	85
11.1	Montaje en línea.	85
11.2	Montaje sobre panel.	85
11.3	Montaje sobre placa base.	86
11.4	Montaje sobre bloque <i>manifold</i>	87
11.5	Montaje en <i>sandwich</i>	87
11.6	Válvulas insertadas.	88
12	Accionadores.	89
12.1	Cilindros.	89
12.2	Motores.	93
13	Accesorios.	95
13.1	Acumuladores.	95
13.2	Depósitos.	97
13.3	Manómetros.	99
13.4	Caudalímetros.	99
13.5	Filtros.	100
13.6	Presostatos.	100
13.7	Vacuómetros.	101
13.8	Intercambiadores de calor.	101
13.9	Bloques para válvulas.	102
13.10	Tuberías, mangueras, rácores, juntas y retenes.	102
13.11	Fluidos.	102
14	Importancia del fluido.	103
14.1	Historia.	103
14.2	Tipos de fluidos hidráulicos.	103
15	Selección del fluido.	107
15.1	Selección del fluido en función de su misión.	107
15.2	Selección del fluido según sus características.	109
15.3	Selección de otras propiedades.	110
16	Sistemas de filtración.	111
16.1	Filtro de aspiración.	111
16.2	Filtro de precarga.	112
16.3	Filtro de presión.	112
16.4	Filtro en derivación.	113
16.5	Filtro de aire.	114
16.6	Filtro de retorno.	114
16.7	Filtro de llenado.	115
16.8	Reciclado.	115

Diseño de circuitos

17	Circuito con un cilindro	117
17.1	Croquis del sistema.	118
17.2	Ciclo de trabajo.	118
17.3	Cálculo de los parámetros.	119
17.4	Tabla del ciclo de trabajo.	120
17.5	Definición del elemento direccional.	120
17.6	Elementos de regulación y control.	121
17.7	Resto de los componentes.	121
17.8	Dimensionado de los componentes	122
17.9	Otras opciones	125
18	Circuito con dos cilindros.	129
19	Circuitos con motores.	137
20	Transmisión hidrostática.	147
21	Consideraciones sobre el diseño	151
21.1	Consideraciones generales.	151
21.2	Elaboración del diseño.	151
22	Puntas de presión y vibraciones.	153
23	Puesta en marcha	155
24	Averías y sus causas	159

Anexos

1	Simbología.	175
2	Fórmulas más usuales.	187
2.1	Fórmulas básicas de hidráulica	187
2.2	Construcción de un cilindro	188
2.3	Número de Reynols	188
2.4	Caudal que pasa por una conducción.	188
2.5	Pérdida de carga por rozamiento	188
2.6	Aumento de la temperatura por laminación	189
2.7	Caudal a través de un estrangulamiento.	189
2.8	Vida de la bomba.	189
2.9	Viscosidad cinemática	189
2.10	Par motor de una transmisión.	189
2.11	Cálculo de la transmisión para un vehículo.	190
2.12	Cálculo de una maquinilla de pesca	191
2.13	Selección del diámetro de las tuberías	192
3	Unidades	195
4	Índices de contaminación de los fluidos	197
5	Filtración: varios	201
5.1	Localización del filtro.	201
5.2	Grado de filtración	201
5.3	Análisis de los componentes averiados	202
5.4	Efectos del contaminante en los componentes.	202

6	Análisis de los aceites	205
6.1	Viscosidad	205
6.2	Viscosidad cinemática.	206
6.3	Índice de viscosidad	208
6.4	Punto de inflamación	209
6.5	Punto de congelación	209
6.6	Índice de neutralización	210
6.7	Otros análisis	211
7	Cálculos y ejemplos	215
7.1	Tiempo de sedimentación	215
7.2	Frecuencia en el cambio de cartuchos	216
7.3	Ingresión de contaminante por el aire	216
7.4	Coste de la potencia	217
7.5	Retención de partículas por el filtro.	217
7.6	Micras absolutas y nominales.	218
8	Estudio de una cizalla.	219
9	Estudio de una prensa.	225
10	Estudio de una carretilla elevadora	231
	Glosario de términos	233
	Referencias.	247

1 Introducción

La Fluídica es una rama de la ingeniería que abarca el estudio de la presión y el caudal de los fluidos así como sus aplicaciones; se puede dividir en Hidráulica de agua o de aceite (Oleo-hidráulica) y Neumática cuando este fluido es un gas.

1.1 Historia

Arquímedes, hacia el año 250 a.C., investigó alguno de los principios de la hidráulica, cuyas técnicas ya se empleaban con anterioridad, principalmente en sistemas de regadío y de distribución de agua por ciudades. Desde entonces se fueron desarrollando diversos aparatos y técnicas para el movimiento, trasvase y aprovechamiento del agua, siendo en general la cultura árabe la que desarrolló mayores proyectos y técnicas en este sentido.

Finalmente en el año 1653 el científico francés Pascal descubrió el principio según el cual la presión aplicada a un líquido contenido en un recipiente se transmite por igual en todas direcciones.

En el siglo XVIII Joseph Bramah construyó el primer mecanismo hidráulico basado en la ley de Pascal: se trataba de una prensa hidráulica con un gran cilindro que movía un vástago en cuyo extremo se aplicaba al material a prensar; la presión necesaria se obtenía por medio de una bomba manual, y el líquido empleado fue agua.

Se puede considerar, pues, a Pascal como el padre de la hidráulica, ya que desde que realizó su descubrimiento se empezaron a desarrollar técnicas de transmisión por medio de fluidos confinados en recipientes y tuberías, y regulados y controlados por válvulas y accesorios que se desarrollaron posteriormente.

Ya en el siglo XX se descubrió que el empleo de aceites minerales en lugar de agua facilitaba la lubricación de las piezas móviles de los componentes del sistema, al tiempo que se disminuía la oxidación de los mismos y las fugas de fluido, de ahí el nombre de Oleo-hidráulica o Hidráulica de aceite.

Posteriormente, con los avances de la técnica y la diversificación de las aplicaciones de la Oleo-hidráulica, se desarrollaron otros fluidos especiales (ininflamables, emulsiones, etc.).

Hoy en día la Oleo-hidráulica y la Neumática son las dos técnicas más empleadas para la transmisión de energía, y en muchas de sus aplicaciones se combinan con controles electrónicos para proporcionar movimientos precisos y controlados.

2 Principios básicos

El principio precursor de la Oleo-hidráulica es la ley de Pascal, que enunciada simplificada, dice: “La presión en cualquier punto de un fluido sin movimiento tiene un solo valor, independiente de la dirección”, o dicho de otra forma: “La presión aplicada a un líquido confinado se transmite en todas direcciones, y ejerce fuerzas iguales sobre áreas iguales”.

2.1 Principio de Pascal

La figura 2.1 muestra gráficamente el principio de Pascal. Como complemento a este principio se ha de decir que los líquidos son prácticamente incompresibles: a diferencia de los gases que pueden comprimirse, los líquidos, como los sólidos, no experimentan una reducción significativa de su volumen al verse sometidos a presión.

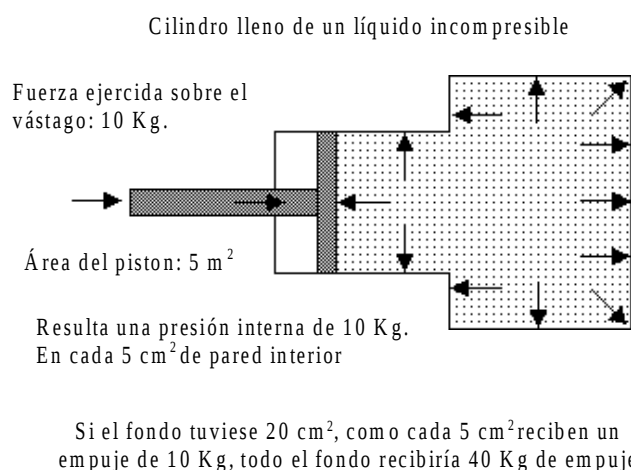


Fig. 2.1 Principio de Pascal

Esta figura introduce el concepto de *presión*, que es la fuerza por unidad de superficie a que está sometido un fluido.

Aplicando el principio de Pascal y observando la figura 2.2, se puede comprobar cómo una pequeña fuerza F_1 se ejercida sobre un émbolo pequeño, de área " A_1 ", produce sobre el émbolo una presión de:

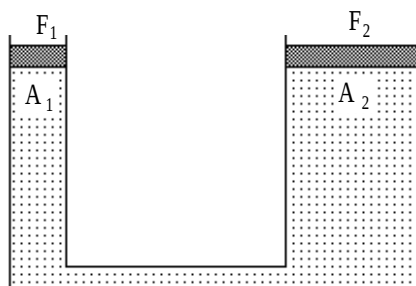


Fig. 2.2 Equilibrio hidráulico

$$P = F_1 / A_1$$

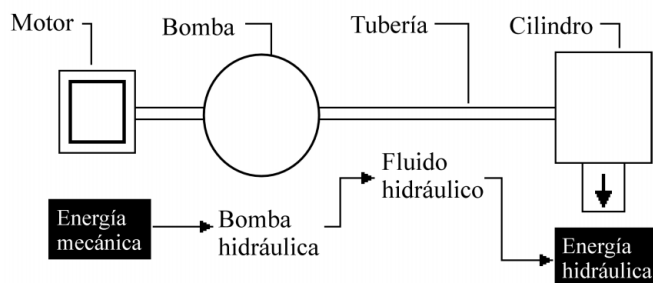
Esta presión se transmite a lo largo del tubo y por medio de un fluido hasta un émbolo de sección mayor, cuya área es A_2 . Puesto que el sistema se encuentra en equilibrio, las presiones en ambos émbolos son las mismas, de donde se deduce que

$$P = F_1 / A_1 = F / A_2,$$

de donde

$$F_2 = (A_2 / A_1) \cdot F_1$$

y se llega a la conclusión de que con una fuerza f pequeña se puede obtener otra fuerza F considerablemente mayor, ya que poseemos un dispositivo para multiplicar la fuerza, con la gran ventaja mecánica de que es directamente proporcional a la relación de las áreas de los pistones.



Para conseguir esta fuerza determinada para la realización de un trabajo se necesita una energía, que será transmitida a través de un conducto por medio de un fluido hidráulico, y se generará a partir de una fuerza inicial. Atendiendo al principio de Pascal todo el conducto tiene la misma presión (atención a las juntas, latiguillos, etc.) y las fuerzas son proporcionales a las áreas.

En resumen: un motor proporciona una determinada energía mecánica a una bomba, y ésta, según la energía que recibe, suministra una determinada energía hidráulica, la cual, se transfiere, bajo forma de caudal y presión, y mediante un fluido hidráulico, a un pistón donde se vuelve a transformar en la

energía mecánica necesaria para realizar un trabajo. El croquis anterior representa esquemáticamente este sistema de transmisión de energía.

El principio demostrado en esta figura es el mismo de los gatos hidráulicos, de muy frecuente aplicación.

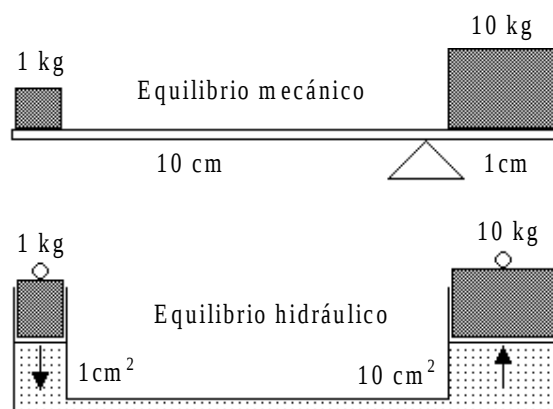


Fig. 2.3 Comparación entre el equilibrio mecánico e hidráulico

La figura 2.3 muestra gráficamente el principio de la prensa de Bramah, y se compara con una palanca mecánica; en mecánica es la fuerza por su brazo, y en la hidráulica es la fuerza por la superficie en que se aplica.

Si se aplica una fuerza de 20 kg sobre una superficie de 4 cm² se obtiene una presión de $20 / 4 = 5$ kg/cm²; si ahora esta presión se transmite por una conducción a un pistón con una superficie de 70 cm², la fuerza que este desarrollará será de:

$$\text{Fuerza} = \text{Presión} \cdot \text{Superficie} = 5 \cdot 70 = 350 \text{ kg}$$

Así se demuestra matemáticamente cómo se incrementan las fuerzas en una transmisión hidráulica. Pero hay una ley fundamental en física que dice que la energía no se crea ni se destruye, sólo se transforma; por ello en este caso, el incremento de presión se obtiene en detrimento de otro factor, que en este caso es el espacio o la velocidad.

La figura 2.4 representa la influencia de la fuerza y el caudal en una transmisión hidráulica; en todo caso el producto de la fuerza ejercida y el espacio recorrido por el pistón de la izquierda debe ser igual al producto del espacio recorrido por la fuerza desarrollada en el pistón de la derecha.

Se puede, pues, definir la *presión* como la fuerza por unidad de superficie, o el conjunto de éstas, que actúan perpendicularmente sobre una superficie, y que están distribuidas con uniformidad sobre la misma (según Pascal estas fuerzas son iguales en todos los puntos).

El otro factor, el *caudal*, es el volumen de fluido (litros, m³, cm³, etc.) por unidad de tiempo (min, horas, etc.) que circula por una determinada conducción.

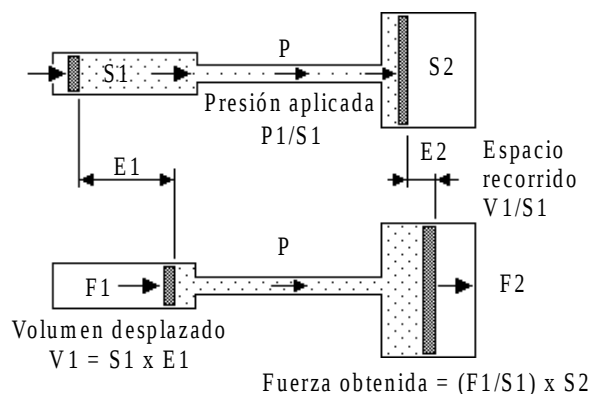


Fig. 2.4 Relación presión / avance

La fig. 2.5 introduce el concepto de *diferencia de presión*, que, como su propio nombre indica, es la diferencia entre las presiones de dos puntos de un sistema: si no hay una diferencia de presión entre dos puntos, tampoco habrá circulación de fluido entre ellos.

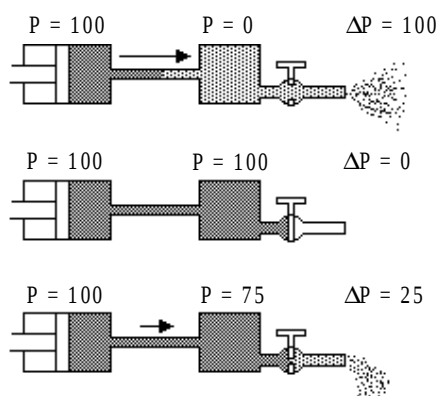


Fig. 2.5 Diferencia de presión

En un sistema hidráulico el caudal y la presión son factores independientes, y afectan cada uno de ellos a distintas funciones del mismo (velocidad y fuerza respectivamente).

Otro factor que influye en el diseño y funcionamiento de un sistema hidráulico es la *viscosidad*, que es la fuerza necesaria para hacer deslizar una capa líquida monomolecular sobre otra paralela de la misma área, venciendo el rozamiento de las moléculas.

En los líquidos la viscosidad depende, generalmente, de la temperatura (incremento de la temperatura => disminución de la viscosidad).

En un estudio más profundo del tema cabría incluir otros términos importantes como la circulación laminar y turbulenta, la pérdida de carga, la tensión de vapor, la cavitación, etc.

2.2 Aplicaciones

La hidráulica es una ciencia que estudia la transmisión de la energía empujando un líquido. Es sólo un medio de transmisión, no una fuente de potencia que sería el accionador primario (motor eléctrico, motor de explosión, tracción animal, etc.).

La energía generada por esta fuente primaria se transmite al fluido que la transporta hasta el punto requerido, volviendo a convertirla en energía mecánica por medio de un accionador.

El elemento del circuito que absorbe la energía mecánica, de la fuente de potencia, y la transforma en hidráulica es la bomba del circuito.

Los accionadores que posteriormente transforman la energía hidráulica en mecánica pueden ser motores o cilindros, según se desee obtener un movimiento rotativo o lineal respectivamente, y entre los elementos de bombeo y los accionadores se intercalarán los elementos de regulación y control necesarios para el correcto funcionamiento del sistema.

Son muchas las razones para el empleo de transmisiones hidráulicas, siendo la principal la versatilidad que éstas presentan frente a transmisiones mecánicas. Lo que en hidráulica se soluciona con tuberías y válvulas, mecánicamente implica el empleo de fuentes adicionales de energía, transmisiones, embragues, reductores, bielas, frenos, etc.

En una pala retroexcavadora en la que no se emplease la transmisión hidráulica para los distintos movimientos, se precisarían motores diferentes o un complejo sistema de transmisión para mover el vehículo, hacer girar la torreta, subir y bajar el brazo y accionar la cuchara de la pala.

Gracias a la hidráulica se consigue que una sola fuente de energía produzca diversos movimientos simultáneos en una misma máquina. Las principales ventajas de una transmisión hidráulica son:

2.2.1 Variación de la velocidad

Un motor eléctrico funciona a velocidad constante. Para obtener velocidades distintas se precisa un motor de corriente continua, o un complejo sistema de transmisión o el empleo de reductores; hidráulicamente la variación de velocidad se soluciona con elementos de regulación de caudal, o con el empleo de bombas y/o motores de caudal variable.

2.2.2 Reversibilidad

Pocos son los accionadores primarios que permiten la inversión en su sentido de giro o de desplazamiento, y los que lo permiten precisan de una deceleración, hasta la parada completa antes de invertir el sentido de la marcha.

En hidráulica esta inversión se puede realizar instantáneamente por medio de una válvula direccional adecuada o con una bomba de caudal reverso; en ambos casos las válvulas de seguridad del sistema protegen a los elementos de la sobrepresión que se crea en el momento de la inversión.

2.2.3 Protección

En una transmisión mecánica cualquier sobrecarga puede producir una rotura de los elementos de transmisión o incluso del mismo accionador primario (motor); en la transmisión hidráulica la válvula de seguridad y los amortiguadores evitan que las sobrecargas puedan crear sobrepresiones en el circuito, y protegen así a todos los componentes.

2.2.4 Posibilidad de arranque y paro en carga

La transmisión hidráulica permite el paro o bloqueo brusco de cualquier movimiento, así como el posterior arranque con carga; un motor eléctrico se debería acelerar antes de conectar la carga.

2.2.5 Versatilidad

En una transmisión hidráulica un sólo accionador primario puede mover simultáneamente varios actuadores; asimismo puede diseñarse para un consumo de energía controlado, y que absorva sólo aquella que precisa en cada operación.

2.2.6 Protección

Dentro de la versatilidad se ha de incluir la posibilidad que ofrece la transmisión hidráulica de separar el grupo motor del actuador, a tanta distancia como sea necesario, uniéndolos entre sí sólo por las correspondientes tuberías de alimentación y retorno. Este factor es muy importante tanto para la reducción de ruidos como para suministrar energía en lugares apartados o donde no es posible utilizar motores eléctricos o de explosión por causas de seguridad (intemperie, ambientes explosivos, etc.)

En función de lo anteriormente expuesto, se puede decir que una transmisión hidráulica se puede aplicar en todo tipo de mecanismos de tracción manual o mecánica, mientras que para pequeños esfuerzos se usaran sistemas neumáticos.

2.3 Componentes de un sistema

Los componentes de un sistema son todos aquellos elementos que incorpora el sistema para su correcto funcionamiento, mantenimiento y control, y pueden agruparse en cuatro grupos:

- *Bombas* o elementos que transforman la energía mecánica en hidráulica.
- *Elementos de regulación y control*, encargados de regular y controlar los parámetros del sistema (presión, caudal, temperatura, dirección, etc.).
- *Accionadores*, que son los elementos que vuelven a transformar la energía hidráulica en mecánica.
- *Acondicionadores y accesorios*, que son el resto de elementos que configuran el sistema (filtros, intercambiadores de calor, depósitos, acumuladores de presión, manómetros, presostatos, etc.).

3 Bombas: generalidades

Las bombas son los elementos destinados a elevar un fluido desde un nivel determinado a otro más alto, o bien, a convertir la energía mecánica en hidráulica. Según el tipo de aplicación se usará uno u otro tipo de bomba.

Las bombas, como elemento de elevación de agua, existen desde tiempos antiguos y en gran variedad de formas, aunque entonces eran aparatos muy rudimentarios como el *shaduf* o pértiga contrapesada con un pozal en su extremo, la *saqiya* o *noria*, el molino, etc.

La primera referencia escrita sobre una bomba aparece en los Libros de los Sabios del Museo de Alejandría, y describe una máquina contraincendios ideada por Ctesibus, en la cual la propulsión del agua se realizaba por medio de una bomba.

La primera bomba conocida de desplazamiento positivo fue utilizada en el Imperio Romano, después del año 100 a.C., y era una bomba con un cilindro y un émbolo en su interior y válvulas en cada extremo (llamada de Bolsena ya que en esta ciudad italiana se encontró un ejemplar de la misma).

Hasta finales del siglo XVIII, principios del XIX, las bombas eran utilizadas exclusivamente para el trasvase de fluidos, generalmente agua, y se empleaban para aplicaciones agrícolas o para eliminar el agua del interior de las minas.

Actualmente las bombas son los aparatos más utilizados después del motor eléctrico, y existe una gran variedad de bombas para trasiego de líquidos y gases, y para presurizar o crear vacío en aplicaciones industriales. Genéricamente las bombas pueden dividirse en dos tipos: de desplazamiento no positivo (hidrodinámicas), y de desplazamiento positivo (hidrostáticas). Las primeras se emplean para trasiego de fluidos y las segundas para la transmisión de energía.

3.1 Bombas de desplazamiento no positivo

En estas bombas, generalmente empleadas para trasiego de fluidos, la energía cedida al fluido es cinética, y funciona generalmente mediante fuerza centrífuga, por la cual el fluido entra en la bomba por el eje de la misma y es expulsado hacia el exterior por medio de un elemento (paletas, lóbulos, turbina) que gira a gran velocidad (fig. 3.1).

Una bomba hidrodinámica no dispone de sistemas de estanqueidad entre los orificios de entrada y salida; por ello produce un caudal que variará en función de la contrapresión que encuentre el fluido a su salida. Si se bloquea totalmente el orificio de salida de una bomba de desplazamiento no positivo,

aumentará la presión y disminuirá el caudal hasta a cero, a pesar de que el elemento impulsor siga moviéndose.

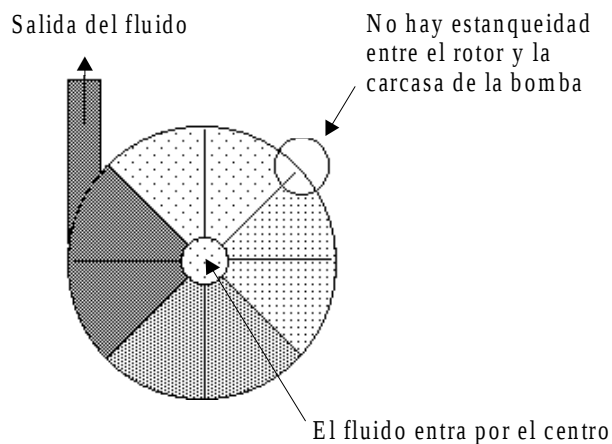


Fig. 3.1 Bomba centrífuga

El caudal suministrado por la bomba no tiene suficiente fuerza para vencer la presión que encuentra en la salida, y al no existir estanqueidad entre ésta y la entrada, el fluido fuga interiormente de un orificio a otro y disminuye el caudal a medida que aumenta la presión, según la gráfica de la figura 3.2.

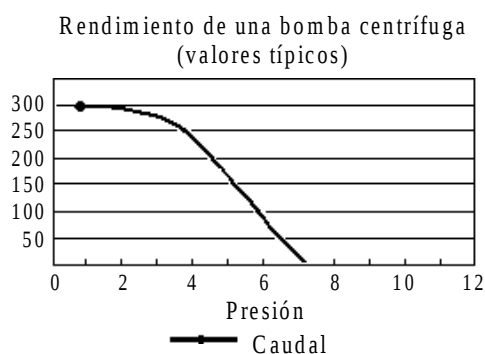


Fig. 3.2 Rendimiento de una bomba centrífuga

En este tipo de bombas la presión máxima alcanzable variará en función de la velocidad de rotación del elemento impulsor; a pesar de ello se pueden conseguir presiones medias con bombas múltiples o de etapas, donde la salida de una es la aspiración de la siguiente, sumándose así las presiones.

Debido a esta peculiaridad, las bombas hidrodinámicas sólo se emplean para mover fluidos en aplicaciones donde la resistencia a vencer sea pequeña.

Dentro de este grupo de bombas de desplazamiento no positivo se incluyen las bombas peristálticas, si bien se trata de un intermedio entre las de desplazamiento positivo y las de no positivo. En este tipo de bombas, principalmente usadas para bajas presiones y trasiego de líquidos que no pueden o deben agitarse, el movimiento del fluido se consigue presionando la tubería de goma en la que éste circula. Para ello se utiliza una tubería especial y un motor de muy bajas revoluciones, que acciona un rodete que presiona la goma situada en un alojamiento diseñado para tal fin.

3.2 Bombas de desplazamiento positivo

Las bombas hidrostáticas o de desplazamiento positivo son los elementos destinados a transformar la energía mecánica en hidráulica.

Cuando una bomba hidráulica trabaja realiza dos funciones: primero su acción mecánica crea un vacío en la línea de aspiración que permite a la presión atmosférica forzar al líquido del depósito hacia el interior de la bomba; en segundo lugar su acción mecánica hace que este líquido vaya hacia el orificio de salida, forzándolo a introducirse en el sistema oleohidráulico.

Una bomba produce movimiento de líquido o caudal pero no genera la presión, que está en función de la resistencia al paso del fluido que se genera en el circuito.

Así, por ejemplo, la presión a la salida de una bomba es cero cuando no está conectada al sistema (no está en carga), pero si la misma bomba se conecta a un circuito (carga), o simplemente se le tapona el orificio de salida, la presión aumentará hasta vencer la resistencia de la carga.

Una bomba hidrostática o de desplazamiento positivo es aquella que suministra la misma cantidad de líquido en cada ciclo o revolución del elemento de bombeo, independientemente de la presión que encuentre el líquido a su salida.

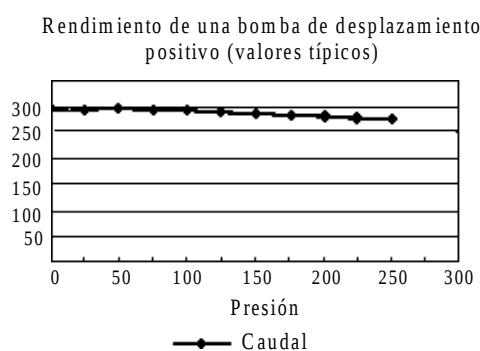


Fig. 3.3 Rendimiento de una bomba de desplazamiento positivo

La homogeneidad de caudal en cada ciclo se consigue gracias a unas tolerancias muy ajustadas entre el elemento de bombeo y la carcasa de la bomba. Así, la cantidad de líquido que fuga interiormente en la bomba de desplazamiento positivo es mínima, y despreciable comparada con el máximo caudal de la

misma. El volumen desplazado por ciclo o revolución permanece casi constante a pesar de las variaciones de presión contra las que trabaja la bomba.

Cuando estas bombas presenten fugas internas considerables deben ser reparadas o substituidas ya que no trabajan correctamente. Orientativamente el rendimiento volumétrico de las bombas de desplazamiento positivo, aunque varía de un tipo a otro, no debe ser inferior al 85%

La figura 3.3 representa la gráfica presión/caudal típica de una bomba de desplazamiento positivo, y se puede observar que el caudal se mantiene casi constante a pesar del incremento de la presión. Esto se debe a las reducidas fugas internas entre el elemento de bombeo y la carcasa.

La comparación entre las gráficas presión/caudal de las bombas hidrodinámicas y las hidrostáticas (figuras 3.2 y 3.3 respectivamente) hace comprender el porqué todas las bombas de los sistemas oleohidráulicos son de desplazamiento positivo. Las tres razones más importantes son:

- a) En la bomba de desplazamiento no positivo, cuando el esfuerzo a vencer por el sistema alcance un valor determinado (orientativamente entre 5 y 20 kg/cm², según el tipo de bomba), la bomba dejará de dar caudal, y el equipo se parará.
- b) En el caso anterior, y aún antes de alcanzar este valor concreto de presión, el caudal va disminuyendo notablemente, por lo que no se dispone de un control preciso de la velocidad de movimiento del sistema.
- c) Las fugas internas en este tipo de bombas implican un elevado consumo de energía mecánica que se desaprovecha al no convertirse en energía hidráulica. Como ya se adelantaba en el capítulo primero, las bombas de desplazamiento no positivo se utilizan, casi exclusivamente, para el trasiego de agua u otros líquidos, pero no para aplicaciones oleohidráulicas.

Cuando en una bomba de desplazamiento positivo se bloquea el orificio de salida, la presión aumenta instantáneamente hasta un valor en que consiga desbloquear el orificio, se averíe el elemento de bombeo, se rompa el eje de la bomba o el motor, o se averíe el motor de accionamiento. Para evitar estos problemas, en todos los sistemas hidráulicos se coloca una válvula de seguridad lo más cercana posible a la bomba.

Las bombas hidrostáticas o de desplazamiento positivo se agrupan según el tipo de elemento de bombeo (paletas, engranajes, pistones, etc.) y se dividen en dos grupos principales: bombas de caudal fijo y bombas de caudal variable.

El desplazamiento de fluido en cada cilindrada de una bomba de caudal fijo se mantiene constante en cada ciclo o revolución, pues el caudal es constante a una velocidad de trabajo determinada; por el contrario, el caudal de salida de una bomba de caudal variable puede cambiarse y alterar la geometría del elemento de bombeo, o la cilindrada del mismo.

Las bombas hidrostáticas se clasifican, además de por su construcción o funcionamiento, en función de su cilindrada o del caudal suministrado a una determinada velocidad de giro y de la presión máxima de trabajo recomendada por el fabricante.

3.3 Características de las bombas

3.3.1 Caudal

En todas las bombas hidrostáticas el caudal de salida teórico es el producto de la cilindrada o capacidad por ciclo, multiplicada por el número de ciclos o revoluciones por unidad de tiempo; así pues, el caudal de salida en estas bombas será función del número de revoluciones o ciclos por unidad de tiempo con que esté trabajando:

$$\text{Caudal} = \text{cilindrada} \cdot \text{velocidad}$$

El caudal así obtenido es el llamado caudal teórico, que es siempre superior al caudal real en función del rendimiento volumétrico de la bomba, es decir, de las fugas internas de la misma. El caudal real es el que suministra la bomba, y es igual al caudal teórico menos las fugas internas o el retroceso del fluido de la impulsión a las aspiración.

Este caudal también puede verse disminuido por un insuficiente caudal en la cámara de aspiración.

Se define el rendimiento volumétrico como la relación entre el caudal real y el teórico:

$$\eta_v = Q_{\text{real}} / Q_{\text{teórico}}$$

Este rendimiento volumétrico oscila entre el 0,80 y el 0,99 según el tipo de bomba, su construcción y sus tolerancias internas, y según las condiciones específicas de trabajo: velocidad, presión, viscosidad del fluido, temperatura, etc. Cuando dicho rendimiento sea inferior al facilitado por el fabricante de la bomba, ésta deberá repararse o substituirse, ya que el consumo de energía necesario para mantener sus condiciones de trabajo se incrementará, lo que implicará un incremento en el coste de la energía.

Además del rendimiento volumétrico, se debe considerar el rendimiento mecánico de las bombas, ya que parte de la potencia con que se alimenta se desperdicia para poder vencer los rozamientos internos.

El rendimiento total de una bomba es el producto de sus rendimientos volumétrico y mecánico:

$$\eta_{\text{total}} = \eta_{\text{volumétrico}} \cdot \eta_{\text{mecánico}}$$

El rendimiento total de una bomba nueva puede oscilar entre el 0,50 y el 0,90, valores que disminuirán con el uso y el desgaste de los elementos de estanqueidad interna de la propia bomba.

3.3.2 Presión de trabajo

Todos los fabricantes otorgan a sus bombas un valor denominado presión máxima de trabajo, algunos incluyen las presiones de rotura o la presión máxima intermitente, y otros adjuntan la gráfica presión/vida de sus bombas (Fig. 3.4).

Estos valores los determina el fabricante en función de una duración razonable de la bomba trabajando en condiciones determinadas. Se ha de observar que no existe un factor de seguridad normalizado; por

ello algunos fabricantes incluyen la presión de rotura del elemento, o el número de ciclos de cero a X kg/cm² que resiste la bomba.

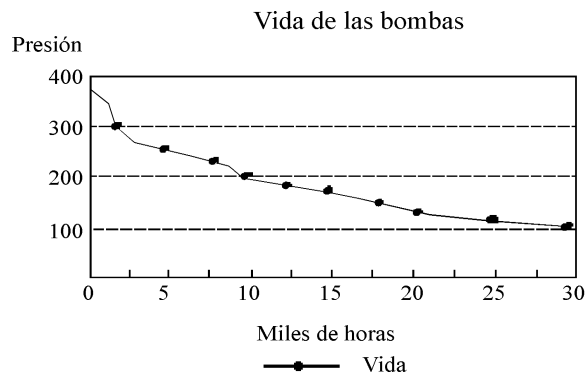


Fig. 3.4 Vida de las bombas en función de la presión

El valor de la presión máxima de trabajo suele calcularse para una vida de 10.000 horas; en algunos casos se especifican también las presiones máximas intermitentes o puntuales.

3.3.3 Vida

La vida de una bomba viene determinada por el tiempo de trabajo desde el momento en que se instala hasta el momento en que su rendimiento volumétrico haya disminuido hasta un valor inaceptable, sin embargo este punto varía mucho en función de la aplicación. Así por ejemplo hay instalaciones donde el rendimiento no puede ser inferior al 90% mientras que en otras se aprovecha la bomba incluso cuando su rendimiento es inferior al 50%.

Como se verá posteriormente en el capítulo de filtración, la vida de la bomba (y del resto de los componentes de un sistema oleohidráulico) varía considerablemente en función del nivel de contaminación del fluido con el que está trabajando. Así una bomba trabajando con un fluido filtrado a 3 micras vivirá mucho más tiempo que otra que esté trabajando con un fluido filtrado a 25 ó 40 micras (Mc Pherson).

4 Bombas hidrostáticas

Una bomba hidrostática o de desplazamiento positivo es aquella que suministra la misma cantidad de líquido en cada ciclo o revolución del elemento de bombeo, independientemente de la presión que encuentre el líquido a su salida.

Las bombas hidrostáticas o de desplazamiento positivo se pueden clasificar en dos grandes grupos en función del tipo de fuerza que se les ha de aplicar para su funcionamiento. Así las que trabajan absorbiendo una fuerza lineal las denominaremos bombas oscilantes, mientras que las que necesitan un esfuerzo rotativo aplicado a su eje las denominaremos bombas rotativas.

4.1 Bombas oscilantes

Las bombas oscilantes o recíprocas ilustran claramente el principio de las bombas de desplazamiento positivo, ya que son el ejemplo más elemental de este tipo de bombas.

Este tipo de bombas constan de un vástago conectado a un pistón, con sus elementos de estanqueidad, que se desplaza en el interior de un orificio cilíndrico (fig. 4.1) cerrado por el extremo opuesto por donde tiene los orificios de aspiración y salida.

Por así decirlo, esta bomba es como un cilindro en el que se han invertido sus funciones: en lugar de transformar la energía hidráulica en movimiento lineal y fuerza aplicada a un vástago, se transforma la fuerza y el movimiento lineal de un vástago en energía hidráulica.

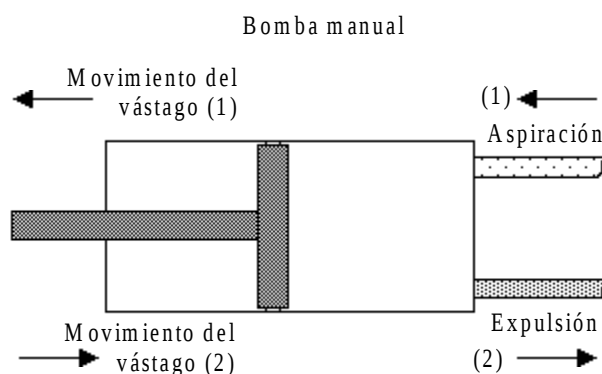


Fig. 4.1 Bomba manual

Mientras no se conecte el orificio de salida a un sistema o accionador que genere contrapresión, el accionamiento de esta bomba consumirá muy poca energía (la suficiente para vencer los rozamientos internos), y se limitará a suministrar un determinado caudal de líquido en cada embolada. Cuando exista una contrapresión en la salida de la bomba, el caudal seguirá siendo el mismo pero la energía necesaria para mover el émbolo incrementará en función de la presión que alcance el fluido.

La figura 4.2 muestra cómo al salir el pistón se crea vacío en la cámara de bombeo. Este vacío succiona el fluido del depósito a través del antirretorno de aspiración, y ayuda también al cierre hermético del antirretorno de salida. Al cambiar el sentido de traslación del pistón, el fluido contenido en el cilindro se ve forzado a salir, cerrando el antirretorno de aspiración y abriendo el de la línea de impulsión.

El volumen de fluido succionado se define por la geometría de la bomba, en este caso un cilindro:

$$V = \pi \cdot r^2 \cdot l,$$

donde r = radio de la sección recta
 l = carrera

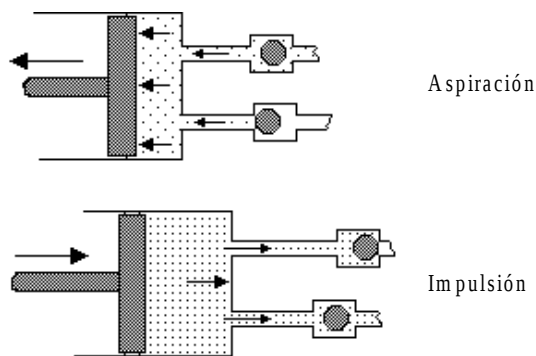


Fig. 4.2 Fases de la bomba manual

Este volumen succionado será también el que saldrá de la bomba cuando el pistón retroceda.

En este ejemplo de bomba, la estanqueidad entre la aspiración y la línea de presión la realizan los dos antirretornos, mientras que la presión máxima que alcanzará la bomba está en función de la fuerza que se aplique en el pistón.

$$\text{Presión} = \text{Fuerza} / \text{Superficie}$$

El volumen de fluido bombeado en cada ciclo variará simplemente en función de la carrera del pistón ya que la superficie de bombeo es constante.

Todas las bombas de desplazamiento positivo (tanto oscilantes como rotativas) suministran el mismo volumen de líquido en cada ciclo. Ésta es una característica física de la bomba, y no varía en función

de la velocidad de accionamiento; de todas formas, cuanto más rápidamente sea accionada mayor volumen total de líquido suministrará por unidad de tiempo. Por ello al definir una bomba de desplazamiento positivo podemos hacerlo expresando su cilindrada, o volumen de fluido suministrado por ciclo, o indicando el caudal total suministrado a un determinado número de ciclos por unidad de tiempo.

Lógicamente en las bombas oscilantes deberá indicarse su cilindrada, mientras que en las rotativas se podrá emplear cualquiera de los dos sistemas.

En la práctica, las unidades típicas empleadas son: centímetros cúbicos por revolución (cuando se expresa la cilindrada), o litros por minuto (cuando se expresa el volumen total), si bien en este caso deberá indicarse la velocidad o las revoluciones por minuto para este caudal.

Este factor es muy importante, ya que según el origen del fabricante de la bomba el caudal puede estar medido a distintas r.p.m., según la aplicación para que haya sido concebido la bomba (industria o móvil) y el tipo de corriente eléctrica.

En la mayoría de los casos el caudal se determina a 1.500 r.p.m. al ser esta la velocidad de trabajo de los motores eléctricos en Europa.

Teóricamente el volumen total será igual al producto de la cilindrada por el número de ciclos por minuto. Así, una bomba de 30 cm³/rev suministraría un caudal total de 45 l/min trabajando a 1.500 r.p.m.. Sin embargo se han de tener en cuenta dos factores: 1º) el rendimiento volumétrico de la bomba y 2º) el hecho de que los motores eléctricos de 1.500 r.p.m. trabajan a una velocidad real de 1.450 r.p.m., por lo que el caudal total suministrado por esta bomba. Suponiendo un rendimiento volumétrico del 80%, sería:

$$Q = 30 \cdot 1.450 \cdot 0,8 = 34.800 \text{ cm}^3/\text{min} = 34,8 \text{ l/min}$$

Un ejemplo típico de bombas oscilantes de desplazamiento positivo son las bombas manuales, así llamadas porque son accionadas manualmente y ejercen una fuerza manual sobre el pistón de la bomba (o a una palanca conectada a éste), como son los gatos hidráulicos empleados frecuentemente en talleres de reparación de automóviles y en maquinaria de obras públicas.

Este tipo de bombas pueden ser empleadas en los circuitos hidráulicos convencionales como fuente de presión y caudal en casos de emergencia, es decir, para poder realizar o terminar un ciclo cuando por cualquier motivo la bomba principal deje de funcionar (por ejemplo, cuando hay un corte de fluido eléctrico, cuando por avería de algún elemento regulador, el caudal o la presión no lleguen al elemento accionador).

En circuitos hidráulicos muy simples ésta es a veces la única bomba. Así por ejemplo, en gatos hidráulicos donde el cilindro tiene poco recorrido, se emplean bombas manuales.

Existen diversos tipos de bombas manuales, y aunque todas trabajen según el principio anteriormente definido, las hay simples, donde el bombeo se realiza por una sola cámara del cilindro; dobles, donde mientras una cámara del cilindro está aspirando, la otra está bombeando (fig. 4.3); y combinadas de gran caudal a baja presión y pequeño caudal a alta presión, utilizadas para conseguir un avance rápido del accionador, y posteriormente una elevada presión a poca velocidad (fig. 4.4)

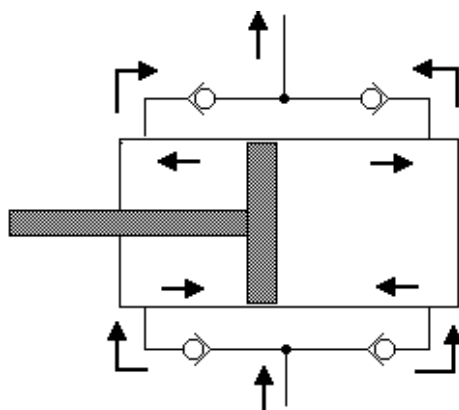


Fig. 4.3 Bomba manual de doble efecto

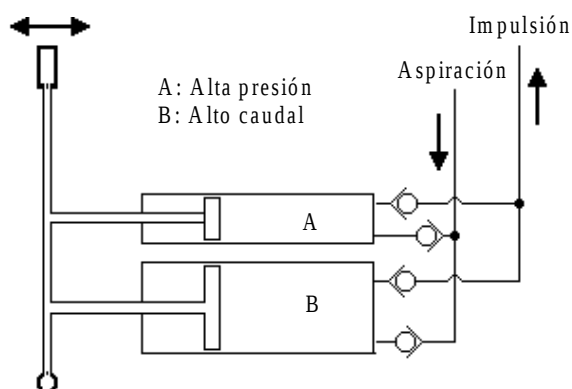


Fig. 4.4 Bomba manual combinada

En este tipo de bombas manuales la presión máxima alcanzada es función del esfuerzo aplicado en la palanca de accionamiento (mientras que el caudal será función de la velocidad de bombeo). Por ello éstas suelen tener un brazo de palanca de una longitud suficiente para obtener una presión máxima con un mínimo esfuerzo físico.

4.2 Bombas rotativas

En las bombas de tipo rotativo es este tipo de movimiento el que traslada el fluido desde la aspiración hasta la salida de presión. Estas bombas se clasifican normalmente en función del tipo de elemento que transmite el movimiento al fluido. Así pues, hay bombas de engranajes, paletas, pistones, husillos, etc.

Cada uno de estos tipos tiene un funcionamiento distinto de las otras, por ello son estudiadas en profundidad todas ellas, incluidas también algunas de sus principales aplicaciones.

Todas las bombas rotativas son accionadas exteriormente por un elemento motriz de trabajo rotativo: generalmente son accionadas por motores eléctricos o de explosión, aunque también pueden ser accionadas por otros elementos motrices como turbinas hidráulicas o eólicas.

4.2.1 Bombas de engranajes externos

Una bomba de engranajes externos produce caudal al transportar el fluido entre los dientes de dos engranajes bien acoplados. Uno de los engranajes es accionado directamente por el eje de la bomba (motriz), y este engranaje hace girar al otro (libre). Las cámaras formadas entre los dientes de los engranajes están encerradas entre el cuerpo de la bomba y las placas laterales (también llamadas placas de presión o de desgaste). Las figuras 4.5 y 4.6 representan dos bombas típicas de engranajes externos, de baja y alta presión respectivamente.

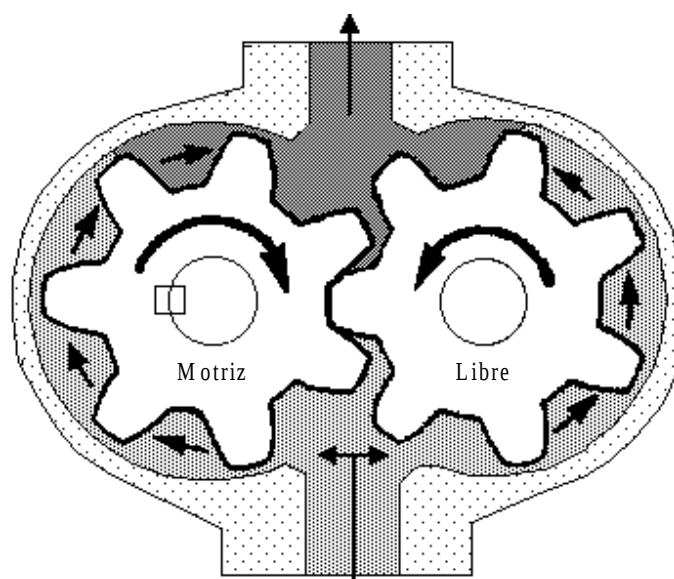


Fig. 4.5 Bomba de engranajes externos de baja presión

Se origina un cierto vacío en la aspiración cuando se separan dos dientes que estaban engranados, ya que en este momento aumenta el volumen en la cámara de aspiración; simultáneamente los dientes se van alejando, arrastrando consigo el fluido que ha penetrado en la cámara de aspiración.

La impulsión se origina en el extremo opuesto de la bomba por la disminución de volumen que tiene lugar al engranar dos dientes que estaban separados. El fluido no puede retornar a la cámara de aspiración entre los dientes engranados, ni entre los extremos de los dientes y la carcasa, debido a sus reducidas tolerancias de fabricación; por ello se ve forzado a salir al exterior por la cámara de presión.

Las bombas de engranajes externos pueden dividirse en varios tipos según la forma del engranaje: las más utilizadas, por ser las de más fácil mecanizado, y consiguientemente las más económicas, son las de engranajes rectos, aunque también las hay de engranajes helicoidales y bihelicoidales, modelos mucho más silenciosos pero más costosas de construcción.

El rendimiento volumétrico de las bombas de engranajes puede llegar a ser de un 93 % en condiciones óptimas. Las tolerancias en movimiento entre las caras de los engranajes y las placas de presión, y entre las crestas de los dientes, crean una fuga casi constante del fluido bombeado a una presión constante. Esto representa una disminución del rendimiento volumétrico cuando se trabaja a poca presión y con caudales reducidos; por ello las bombas de engranajes deben trabajar a velocidades elevadas.

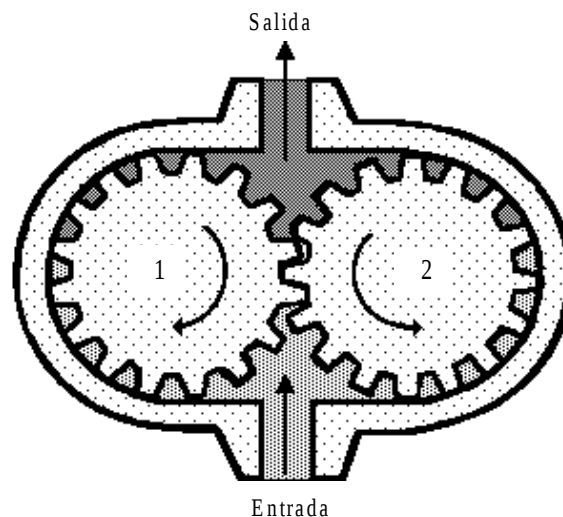


Fig. 4.6 Bomba de engranajes externos de alta presión

A pesar de que las fugas internas aumentan con la presión, se mantienen casi constantes con las variaciones de velocidad, a partir de una velocidad mínima.

Las bombas de engranajes externos son las menos sensibles a los contaminantes del fluido que, al producir abrasión en las piezas en movimiento aumentan las tolerancias y disminuyen la estanqueidad y consiguientemente el rendimiento volumétrico. Raramente sufrirán roturas o agarrotamientos súbitos por culpa del contaminante y por este motivo son las más empleadas en maquinaria de obras públicas y de movimiento de tierras, es decir, aplicaciones con ambientes muy contaminados y fluidos hidráulicos a los que se les presta pocas atenciones de mantenimiento.

Las bombas de engranajes externos son, sin duda, las más ruidosas del mercado. Por ello no suelen emplearse en aplicaciones fijas e interiores, donde su nivel sonoro puede perjudicar a los operarios que trabajen cerca, pero sí son ampliamente utilizadas en aplicaciones móviles en maquinaria móvil de obras públicas y minería.

4.2.2 Bombas de lóbulos

Las bombas de lóbulos son bombas rotativas de engranajes externos, que difieren principalmente de éstas en la forma en que son accionados los engranajes (en este caso lóbulos).

Mientras en la bomba de engranajes externos un engranaje hace girar al otro, en las bombas de lóbulos ambos son accionados independientemente por medio de un sistema de engranajes, externo a la cámara de bombeo. La figura 4.7 muestra esquemáticamente una bomba de lóbulos.

Este tipo de bombas no son comúnmente empleadas en sistemas oleohidráulicos: por un lado ofrecen un mayor desplazamiento que las de engranajes externos, pero por otro su coste es bastante superior y sus prestaciones de presión y velocidad son generalmente inferiores a las de las bombas de engranajes.

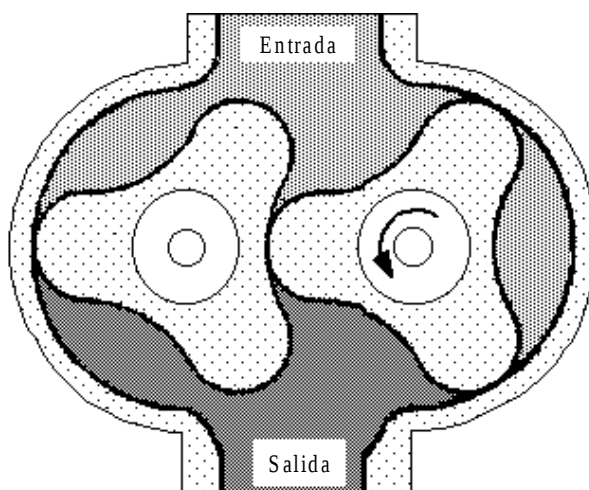


Fig. 4.7 Bomba de lóbulos

4.2.3 Bombas de husillos

Las bombas de husillos, también llamadas de tornillos, son bombas de engranajes de caudal axial. Hay tres tipos de bombas de husillos, según tengan uno, dos o tres husillos. En la bomba de un solo husillo un rotor en forma de espiral gira excéntricamente en el interior de un estator.

La bomba de doble husillo consiste en dos rotores paralelos que se entrelazan al girar en una carcasa mecanizada con tolerancias muy ajustadas. La bomba de triple husillo consiste en un rotor central, que es el motriz, y dos rotores locos que se entrelazan con el primero. También aquí los rotores giran en el interior de una carcasa mecanizada con tolerancias muy ajustadas.

El caudal a través de una bomba de husillos es axial, y va en el sentido del rotor motriz. El fluido que rodea los rotores en la zona de aspiración es atrapado a medida que éstos giran; este fluido es empujado uniformemente, con el giro de los rotores, a lo largo del eje, y se ve forzado a salir por el otro extremo.

Es muy importante tener en cuenta que el fluido en este tipo de bombas no gira, sino que se mueve linealmente, y el rotor funciona como un tornillo sin fin que continuamente se mueve hacia adelante.

Por este motivo no hay pulsaciones incluso trabajando a altas velocidades. Esta peculiaridad las hace recomendables para trabajar con fluidos sensibles a las pulsaciones o a la cizalladura (ver anexo 6) debido a que algunos fluidos oleohidráulicos sintéticos y/o con alto índice de viscosidad presentan problemas de cizalladura.

La ausencia de pulsaciones, y el hecho de que no haya contacto de metal con metal, hace que estas bombas sean muy silenciosas.

Las principales aplicaciones de este tipo de bombas se encuentran en sistemas hidráulicos donde el nivel sonoro tiene que controlarse y mantenerse al mínimo posible, como por ejemplo en los submarinos. Otras aplicaciones son como bombas de gran caudal y baja presión en circuitos de prellenado de grandes prensas.

4.2.4 Bombas de engranajes internos

Las bombas de engranajes internos están compuestas de dos engranajes, uno externo y otro interno. En estas bombas, el engranaje interno tiene uno o dos dientes menos que el engranaje exterior.

Por ejemplo: si el número de dientes de los engranajes interno y externo son respectivamente 10 y 11, el engranaje interno girará 11 revoluciones mientras el externo sólo girará 10.

La reducida relación entre las velocidades de giro de los engranajes hace que este tipo de bombas tenga una menor relación de desgaste, comparados con los otros tipos de bombas.

Este tipo de bombas son generalmente utilizadas para caudales pequeños, y se suelen comercializar como pequeñas unidades compactas.

Según su construcción, las bombas de engranajes internos pueden ser de dos tipos diferentes: de semiluna y gerotor.

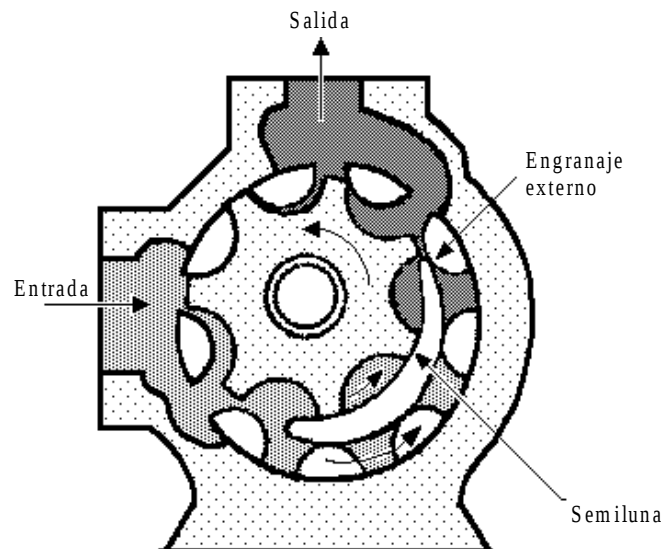
4.2.5 Bombas de semiluna

En este tipo de bombas hay, entre los dos engranajes, una pieza de separación en forma de media luna (semiluna). Esta pieza está situada entre los orificios de entrada y salida, donde la holgura entre los dientes de los engranajes interno y externo es máxima (fig. 4.8). Ambos engranajes giran en la misma dirección, pero el interno es más rápido que el externo.

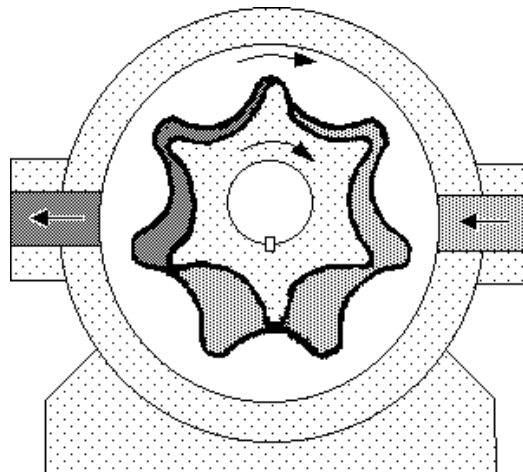
El fluido hidráulico se introduce en la bomba en el punto en que los dientes de los engranajes empiezan a separarse, y es transportado hacia la salida por el espacio existente entre la semiluna y los dientes de ambos engranajes.

La estanqueidad se consigue entre el extremo de los dientes y la semiluna; posteriormente, en el orificio de salida, los dientes de los engranajes se entrelazan, reducen el volumen de la cámara y fuerzan al fluido a salir de la bomba.

Hasta hace poco tiempo estas bombas se empleaban en circuitos con poca potencia instalada, y para presiones inferiores a 100 bar; actualmente han aparecido en el mercado modelos de dos etapas para presiones superiores a 280 bar.

*Fig. 4.8 Bomba de semiluna*

4.2.6 Bombas gerotor

*Fig. 4.9 Bomba gerotor*

Este tipo de bombas de engranajes internos consiste en un par de engranajes que están siempre en contacto. El rotor interno (motriz) arrastra al rotor externo, que a su vez tiene un diente más, y giran ambos en la misma dirección (fig. 4.9).

El fluido entra en la cámara donde los dientes empiezan a separarse (creándose una aspiración), y es expulsado cuando éstos vuelven a entrelazarse. La estanqueidad la crea el contacto deslizante entre los dientes.

Generalmente la bomba gerotor tiene mayor eficiencia volumétrica que la de semiluna trabajando a bajas velocidades. El rendimiento volumétrico y total de este tipo de bombas es generalmente similar al que ofrecen las bombas de engranajes externos, sin embargo su sensibilidad al contaminante es bastante superior.

4.2.7 Bombas de paletas

En estas bombas un determinado número de paletas se deslizan en el interior de unas ranuras de un rotor que a su vez gira en un alojamiento o anillo (fig. 4.10). Las cámaras de bombeo se forman entre las paletas, el rotor, y el alojamiento, y este conjunto queda cerrado lateralmente por las placas laterales.

El contacto entre las paletas y el anillo se consigue según el tipo de bomba por medio de la fuerza centrífuga o por una determinada presión aplicada en el extremo opuesto de la paleta. En otros modelos la fuerza centrífuga se complementa con la acción de muelles colocados en la parte interior del rotor y que fuerzan a la paleta a mantener contacto con el anillo. Así mismo existen modelos que combinan la presión interna con la fuerza de los muelles.

Durante la rotación, a medida que aumenta el espacio comprendido entre las paletas, el rotor y el anillo, se crea un determinado vacío que hace entrar al fluido por el orificio de aspiración. A medida que este espacio se reduce, el líquido se ve forzado a salir por el orificio opuesto.

El desplazamiento de este tipo de bombas depende de la separación entre el rotor y el anillo, así como del ancho de éstos, es decir, de la distancia entre las placas laterales y de la forma de alojamiento. La estanqueidad se consigue gracias a una tolerancia muy ajustada entre el conjunto rotor-paletas y las placas laterales, así como en el ajuste entre el vértice de las paletas y el anillo. Este ajuste depende de la fuerza que mantiene a la paleta presionada contra el anillo, fuerza que, ya se ha dicho, puede ser la de un muelle o la propia fuerza centrífuga de la bomba, o la de una determinada presión hidráulica aplicada a la paleta.

En los modelos que sólo utilizan la fuerza centrífuga se precisa un número mínimo de revoluciones para garantizar que esta fuerza sea suficiente; normalmente estas bombas no están recomendadas para trabajar a velocidades inferiores a 600 r.p.m..

Otra tipo de bombas de paletas utilizan la presión hidráulica para conseguir el apoyo de la paleta sobre el anillo. En estos casos (según el diseño del circuito) la velocidad mínima es inferior al anterior, pero mientras no se alcance esta presión, la estanqueidad entre la paleta y el rotor dependerá sólo de la fuerza centrífuga.

Las bombas de paletas que disponen de muelles para asegurar una fuerza mínima de apoyo de las paletas pueden trabajar con un rendimiento óptimo a velocidades comprendidas entre las 100 y 200 r.p.m. Este factor es muy importante cuando se quiere utilizar una bomba de paletas accionada por un motor de explosión o con un reductor o cuando se quiere usar la bomba como motor hidráulico (ver motores hidráulicos).

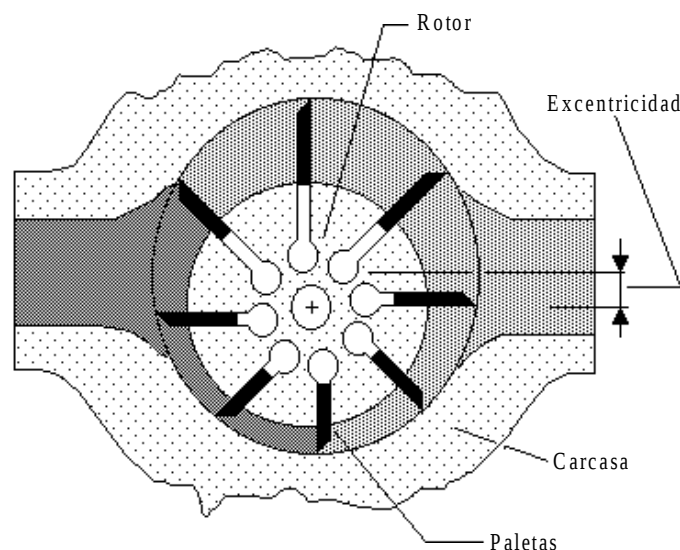


Fig. 4.10 Bomba de paletas

Las bombas de paletas son relativamente pequeñas en función de las potencias que desarrollan y su tolerancia al contaminante es bastante aceptable.

4.2.8 Bombas de paletas no compensadas

En las bombas de paletas no compensadas el alojamiento es circular, y dispone interiormente de un solo orificio de aspiración y otro de presión. Estas bombas presentan el inconveniente de que las cámaras de presión y aspiración están opuestas, por lo que se genera una carga lateral sobre el eje motor. Este tipo de bombas pueden ser de caudal fijo (utilizadas para bajas presiones como circuitos de engrase), o de caudal variable, normalmente usadas en máquinas herramientas a presiones inferiores a los 175 bar.

En las bombas de paletas de caudal variable un mando (externo = palanca, o interno = compensador hidráulico de presión) mueve el anillo para cambiar su excentricidad con respecto al rotor, cambiando consiguientemente el tamaño de la cámara de bombeo, y el desplazamiento por revolución.

Tanto en los modelos compensados, como en los de regulación manual, el caudal de estas bombas puede llegar a ser cero. Esto ocurre cuando la cámara de bombeo y la de aspiración tienen la misma cilindrada, con lo que al no disminuir el volumen de la primera el fluido no se ve forzado a salir, y permanece en el interior de la bomba.

4.2.9 Bombas de paletas compensadas

Este tipo de bombas, que sólo existe para caudales fijos, se diferencia de las anteriores en que su anillo tiene forma elíptica (no circular) que permite utilizar dos conjuntos de orificios de aspiración y de impulsión.

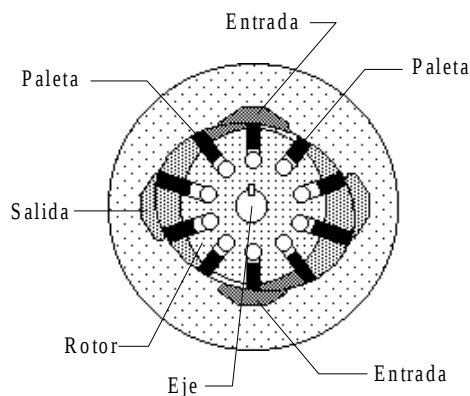


Fig. 4.11 Bomba de paletas compensada

Las dos cámaras de bombeo, separadas 180° , hacen que las fuerzas laterales sobre el rotor se equilibren. Este equilibrio, que anula los esfuerzos laterales sobre el rotor, evita que los esfuerzos se transmitan lateralmente al eje, y consiguientemente a los cojinetes. Por ello estas bombas están diseñadas para una mayor presión de trabajo.

El resto de las características de funcionamiento de las bombas de paletas compensadas es igual a las de las no compensadas. La figura 4.11 esquematiza un bomba de paletas compensada, con doble cámara de aspiración y de impulsión.

4.2.10 Bombas de paletas fijas

No se utilizan en sistemas hidráulicos por su pequeña cilindrada y por ser muy ruidosas. Se caracterizan por tener el rotor en forma elíptica, el anillo circular, y las paletas fijas en su interior.

4.2.11 Bombas de pistones

Las bombas de pistones son unidades rotativas que usan el principio de las bombas oscilantes para producir caudal. En lugar de utilizar un solo pistón, estas bombas disponen de muchos conjuntos pistón-cilindro. Parte del mecanismo de la bomba gira alrededor de un eje motriz que crea el movimiento oscilante del pistón dentro del cilindro, haciendo que éste aspire el fluido hacia el interior del cilindro en su carrera de expansión y posteriormente expulsándolo en su carrera de compresión, produciéndose así el caudal.

Hay dos tipos básicos de bombas de pistones: las de pistones axiales y las de pistones radiales, y pueden ser de cilindrada fija o variable. La principal diferencia entre estos dos tipos de bombas estriba en la disposición de los pistones con respecto al eje de la bomba.

Las unidades de caudal variable pueden ofrecer la opción de ser reversibles, es decir, la aspiración puede convertirse en la línea de salida y la línea de salida en la aspiración (transmisiones hidrostáticas).

La eficiencia de este tipo de bombas es, en general, mayor que cualquier otro tipo. Las bombas de pistones ofrecen generalmente mayor variedad de caudales y presiones de trabajo más elevadas que las bombas de engranajes o de paletas.

4.2.12 Bombas de pistones axiales

Los pistones, en este tipo de bombas, oscilan axialmente, es decir, paralelamente al eje (fig. 4.12). Mediante este funcionamiento el movimiento rotativo del eje motriz se convierte en un movimiento axial oscilante de los pistones. La mayoría de estas bombas tienen varios pistones, y suelen utilizar válvulas de retención o placas de distribución para dirigir el caudal desde la aspiración a la salida.

4.2.13 Bombas de pistones axiales en línea

El modelo más simple de bomba de pistones axiales es el diseño en el que el barrilete de cilindros gira, accionado por el eje motriz. Los pistones, alojados en los orificios del barrilete, se conectan al plato inclinado por medio de "pies" y de un anillo de retroceso. De esta forma los pies se apoyan en el plato inclinado.

A medida que el barrilete gira, los pies de los pistones siguen apoyados al plato inclinado, haciendo que los pistones se muevan linealmente con respecto al eje, en un movimiento alternativo.

Los orificios, en la placa de distribución, están dispuestos de tal forma que los pistones pasan por el orificio de entrada o aspiración cuando empiezan a salir de sus alojamientos, y por la salida cuando están nuevamente entrando en sus alojamientos.

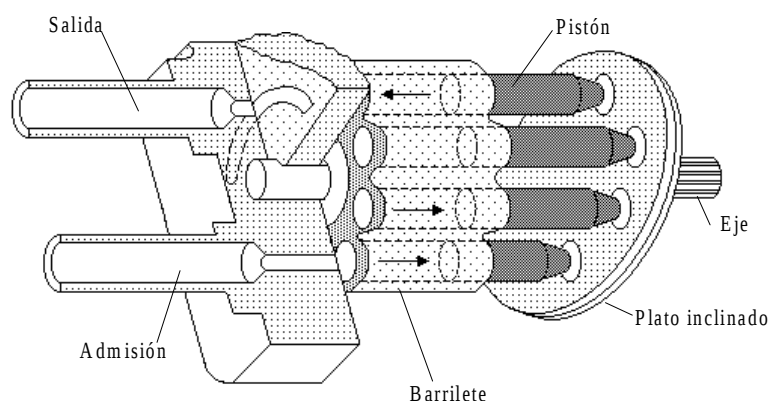


Fig. 4.12 Bomba de pistones axiales

En estas bombas el desplazamiento viene determinado por el número y tamaño de los pistones así como por la longitud de su carrera, que depende del ángulo del plato.

4.2.14 Bombas de pistones axiales en ángulo

Este tipo de bombas están compuestas por un eje motriz, un bloque o barrilete de cilindros, y una placa de válvulas que está encarada con los orificios de los cilindros del barrilete, y que dirige el fluido de la aspiración a la salida.

El eje motriz está en ángulo con relación al eje del barrilete de cilindros. El giro del eje motriz causa la rotación de los pistones y del barrilete.

Como el plano de rotación de los pistones está en ángulo con el plano de la placa de válvulas, la distancia entre cualquiera de los pistones y la placa de válvulas cambia constantemente durante la rotación. Individualmente cada pistón se separa de la placa de válvulas durante media revolución, y se acerca a ésta durante la otra media revolución.

La placa de válvulas tiene los orificios dispuestos de forma tal que la aspiración está abierta a los orificios de los cilindros en la zona de la revolución en que éstos se separan de la placa. Su orificio de salida está encarado a los orificios de los pistones en la zona del giro en la que los pistones se acercan a la placa de válvulas. Así, durante el giro de la bomba los pistones succionan fluido hacia el interior de los cilindros y, posteriormente, lo expulsan por la cámara de salida.

Las bombas de pistones axiales en ángulo pueden ser de desplazamiento fijo o variable, pero no pueden ser reversibles.

4.2.15 Bombas de pistones axiales con placa oscilante

Ésta es una variación del modelo de pistones axiales en línea, con la diferencia de que los pistones son estáticos, y lo que gira es la placa inclinada. Cuando la placa gira (oscila) se produce el desplazamiento de los pistones, que se apoyan sobre ésta por medio de muelles. Este movimiento alternativo hace que los pistones aspiren y expulsen el fluido.

Al ser los cilindros estáticos, funcionan como las bombas oscilantes (5.1), es decir, sólo tienen un orificio que es alternativamente la aspiración o la salida. En estas bombas, para dirigir el fluido en el sentido correcto se necesitan válvulas antirretorno en la aspiración y en la salida de cada uno de los cilindros.

4.2.16 Bombas de pistones radiales

En estas bombas los pistones están colocados radialmente en un bloque de cilindros; estos pistones se mueven perpendicularmente con relación al eje. Existen dos tipos básicos de bombas de pistones radiales, unas con pistones cilíndricos, y otras con pistones de bola.

Estas bombas pueden ser también de caudal fijo y variable, e incluso reversibles.

La figura 4.13 muestra el funcionamiento de las bombas de pistones radiales, en las que el bloque de cilindros gira sobre un pivote estacionario en el interior de un anillo circular o rotor. A medida que el bloque gira, la fuerza centrífuga, una presión de carga, o algún tipo de acción mecánica, hace que el pistón siga la superficie interna del anillo, que está desplazada con relación al eje del bloque de cilindros.

La situación de los orificios localizados en el anillo de distribución permite que los cilindros, durante sus movimientos alternativos, aspiren el fluido cuando se expanden, y lo expulsan cuando se mueven hacia dentro.

La cantidad, tamaño y longitud de la carrera de los pistones determinan el desplazamiento de la bomba.

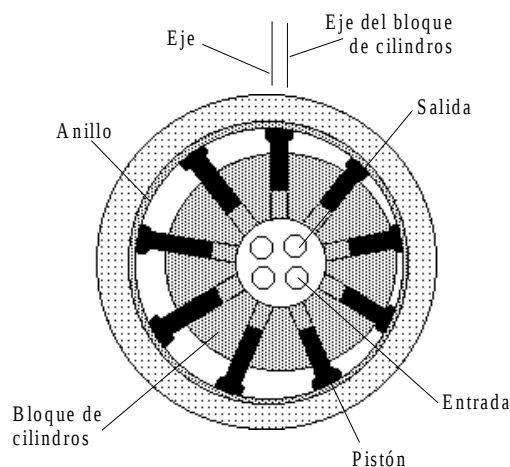


Fig. 4.13 Bomba de pistones radiales

4.2.17 Bombas de pistones oscilantes

Existe un tipo de bombas de pistones en las que el bombeo se produce igualmente por el movimiento oscilante de los pistones en el interior de los alojamientos; sin embargo, en este tipo los cilindros están fijos en la bomba, no giran alrededor del eje motriz.

Al igual que en un motor de explosión, los pistones se mueven en un sentido por el esfuerzo transmitido por un cigüeñal (*crankshaft*), una excentricidad del eje, o un plato (*wobble*). Cuando se usan excéntricas, el retorno se realiza por medio de muelles.

El funcionamiento de este tipo de bombas recuerda al de un motor de explosión, pero invertidas las funciones: lo que en el motor de explosión es el eje de salida, en estas bombas es el eje primario por el que recibe la energía; y los pistones del motor de explosión son los que en la bomba generarían la presión y el caudal (fig. 4.14).

Ante la dificultad de instalar una placa de válvulas para abrir y cerrar el paso del fluido con el giro, estas bombas suelen usar válvulas antirretorno de entrada y salida en cada uno de sus pistones.

Debido a su construcción estas bombas ofrecen dos ventajas que no tienen los otros tipos de bombas: la primera es la de que ofrecen un sistema de estanqueidad mucho mejor entre la entrada y la salida, permitiendo mayores presiones sin fugas excesivas; la segunda es el hecho de que en estas bombas la lubricación de las partes móviles, a excepción del pistón y su alojamiento, puede hacerse con un fluido distinto al bombeado, permitiendo el bombeo de líquidos con poco poder de lubricación.

La eficiencia o rendimiento volumétrico y general de estas bombas es muy similar a las de pistones radiales y axiales.

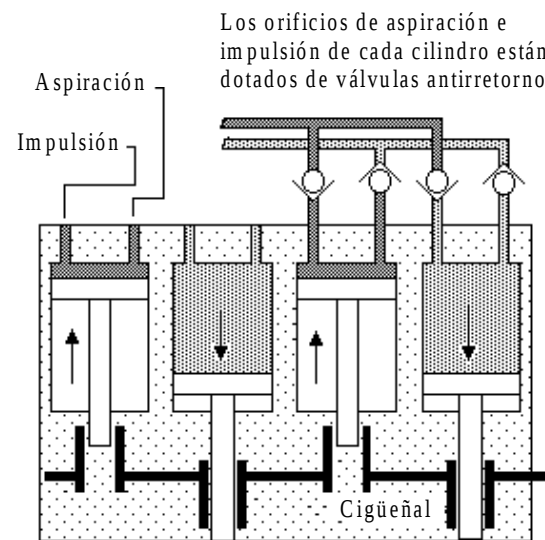


Fig. 4.14 Bomba de pistones oscilantes

5 Bombas: varios

5.1 Bombas de caudal variable

Aunque todas las bombas pueden variar su caudal de salida simplemente variando la velocidad de trabajo, se entiende por bombas de caudal variable aquellas que, manteniendo constante el régimen de funcionamiento, pueden variar el caudal de salida cambiando la geometría o el volumen de las cámaras de bombeo internas; por ello se llaman también bombas de cilindrada variable.

La variación de la cilindrada en estas bombas se consigue de diversas formas que son analizadas posteriormente. Entre ellas las más frecuentes son: control manual por palanca, control manual por volante, servocontrol, compensador de presión, pilotaje externo, control electrónico, etc.

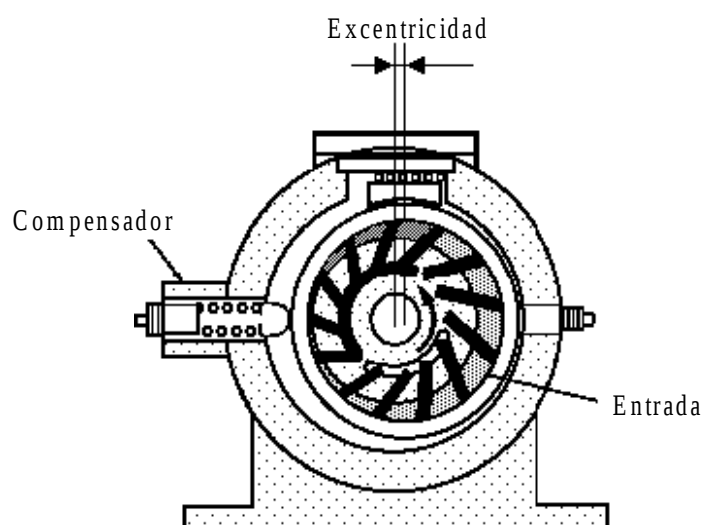


Fig. 5.1 Bomba de paletas de caudal variable

La figura 5.1 muestra una bomba de paletas de caudal variable por compensador; como se puede comprobar el compensador desplaza el anillo de rozamiento de las paletas y varía así la excentricidad

con respecto al eje con el rotor y las paletas. Esta variación de la excentricidad implica una variación en los volúmenes de las cámaras de aspiración y presión y, consiguientemente, una variación en la cilindrada.

Al igual que en las bombas de paletas de caudal variable, la variación de caudal se consigue variando la cilindrada de la bomba. En las bombas de pistones axiales esto se consigue al variar la inclinación del plato sobre el que se apoyan las cabezas de los pistones. Con ello se modifica el recorrido de los pistones y, consiguientemente, la capacidad de aspiración de fluido.

En este tipo de bombas se le puede dar al plato una inclinación contraria a la original; cuando esto ocurre, se altera el sentido de circulación del fluido, y varía la función de los orificios de entrada y salida de la bomba, pasando a aspirar por el orificio de salida y siendo la salida lo que antes era la aspiración. Este tipo de bombas se emplean principalmente para las transmisiones hidrostáticas.

También las bombas de pistones radiales pueden ser de cilindrada variable. Ello se consigue como en los modelos de paletas, moviendo el anillo para incrementar o disminuir la carrera de los cilindros.

5.2 Bombas múltiples

Son muchos los sistemas hidráulicos en los que por uno u otro motivo se precisa de diversas bombas para uno o varios circuitos. Para solucionar este problema de la forma más económica se han desarrollado las bombas múltiples, es decir, varias unidades de bombeo, de igual o distinta cilindrada colocadas sobre un mismo cuerpo y accionadas simultáneamente por un mismo eje motriz.

Existen muchos modelos de bombas múltiples, pudiendo éstas ser combinaciones de varias bombas de engranajes, o de pistones, o combinaciones de bombas de pistones, paletas y engranajes. En las bombas múltiples suele haber un orificio de aspiración y uno de salida para cada cuerpo de bomba, o unidad de bombeo; sin embargo, existen modelos en los que la carcasa ha sido diseñada especialmente para esta aplicación y dispone de una aspiración única para dos unidades de bombeo, de forma que las más cercanas al eje motriz sean las que suministran mayor caudal.

En la mayoría de las aplicaciones las bombas múltiples se emplean para suministrar energía a diversos circuitos de un mismo sistema hidráulico (ej.: en una carretilla elevadora una bomba para el circuito de elevación y otra para el circuito de dirección); también para conseguir diversas velocidades al sumar entre sí los diversos caudales de estas. Sin embargo existen otras aplicaciones para las bombas dobles o múltiples en las que el caudal de la segunda bomba pasa directamente a la primera. Esto ocurre en bombas de pistones que llevan adosada una bomba de engranajes o de paletas que la alimenta (llamada bomba de prellenado o de carga). Otra aplicación similar es la de unir entre sí dos bombas de igual cilindrada en las que la salida de una se directamente a la entrada de la otra. Estas bombas conectadas en serie ofrecen una presión doble a la normalmente alcanzada por una sola de las unidades de bombeo.

5.3 Caudal teórico de las bombas

Una vez desarmada una bomba, y si no se dispone de su placa de identificación en la que se indica su cilindrada, se puede obtener su caudal teórico (Q_t) en función de las fórmulas siguientes:

5.3.1 Bombas de engranajes externos

$$Q_t = ((2 \cdot \pi) / 60) \cdot \phi \cdot m \cdot b \cdot n \quad \text{en m}^3/\text{s}$$

ϕ = Diámetro primitivo de la rueda motriz

m = Módulo

b = Ancho del diente

n = Velocidad de giro (r.p.m.)

5.3.2 Bombas de engranajes internos

$$Q_t = ((2 \cdot \pi) / 60) \cdot F \cdot b \cdot n \quad \text{en m}^3/\text{s}$$

F = Sección libre entre el anillo exterior y la rueda dentada

b = Ancho del diente

n = Velocidad de giro (r.p.m.)

5.3.3 Bombas de paletas fijas

$$Q_t = ((2 \cdot \pi) / 60) \cdot F \cdot b \cdot n \quad \text{en m}^3/\text{s}$$

5.3.4 Bombas de paletas compensadas

$$Q_t = ((2 \cdot \pi) / 60) \cdot F \cdot b \cdot n \quad \text{en m}^3/\text{s}$$

5.3.5 Bombas de paletas no compensadas

$$Q_t = ((2 \cdot \pi) / 60) \cdot b \cdot n \cdot [\pi \cdot (R^2 - r^2) - (R - r) \cdot W \cdot z] \quad \text{en m}^3/\text{s}$$

b = Ancho del rotor

n = Velocidad de giro r.p.m.

R = Radio mayor del estator

r = Radio menor del estator

W = Espesor de la paleta

z = número de paletas

5.3.6 Bombas de pistones radiales

$$Q_t = ((2 \cdot \pi) / 60) \cdot F \cdot h \cdot n \cdot z \quad \text{en m}^3/\text{s}$$

F = Sección del émbolo

h = Carrera del émbolo (depende de la excentricidad)

n = Velocidad de giro

z = Número de émbolos

5.3.7 Bombas de pistones axiales en ángulo

Igual a la 5.3.6

5.3.8 Bombas de pistones axiales con placa oscilante

Igual a la 5.3.6

5.3.9 Bombas de pistones oscilantes

Igual a la 5.3.6

6 Elementos de regulación

Una vez, gracias a la bomba, se ha conseguido introducir el fluido en la tubería del sistema o circuito hidráulico, se precisan una serie de componentes para regular y controlar los parámetros de presión y caudal de este flujo de fluido dentro del sistema, así como de dirigir el flujo en uno u otro sentido según las necesidades.

Para ello se dispone de un amplio abanico de válvulas capaces de realizar todas las funciones requeridas para el correcto control de los parámetros. Estas válvulas regulan la presión en puntos determinados, la dirección del fluido, y el caudal. Por ello se dividen en los tres grandes grupos que son:

- Válvulas reguladoras de presión
- Válvulas direccionales
- Válvulas reguladoras de caudal

Las primeras suelen funcionar por medio de un pistón que es sensible a la presión; las direccionales, en su mayoría, se basan en el desplazamiento de una corredera dentro de un alojamiento, haciendo que, según la posición, el flujo se dirija a un orificio de salida u a otro; los reguladores de caudal se basan en la reducción del paso de fluido a su través, y pueden hacerlo por medio de pistones, estranguladores o de correderas.

Como su nombre indica, las válvulas reguladoras de presión tienen como misión el control de la presión en los distintos puntos del circuito o sistema hidráulico. En su forma más simple se trata de válvulas de dos vías (entrada y salida) que pueden estar normalmente abiertas (paso de fluido a su través), o normalmente cerradas (no hay paso de fluido a través de ellas). La mayoría de las válvulas de control de presión pueden asumir infinitas posiciones, entre sus estados de totalmente abierto y totalmente cerrado, dependiendo de los caudales y las presiones diferenciales.

6.1 Válvulas de seguridad

Válvula de regulación de presión del tipo "normalmente cerrada", es decir que no permite el paso de fluido en condiciones normales.

Como su propio nombre indica se trata de válvulas que limitan la presión máxima en el sistema, ofreciendo así la seguridad de que no se exceden los valores límites de presión máxima de los componentes, o simplemente se usan para mantener la presión máxima dentro de los parámetros para los que se ha diseñado el circuito.

6.1.1 Válvulas de seguridad directas

En este tipo de válvulas (fig. 6.1) entre la entrada y la salida de la misma existe una bola o un cono que se mantiene presionado contra su asiento por medio de un muelle.

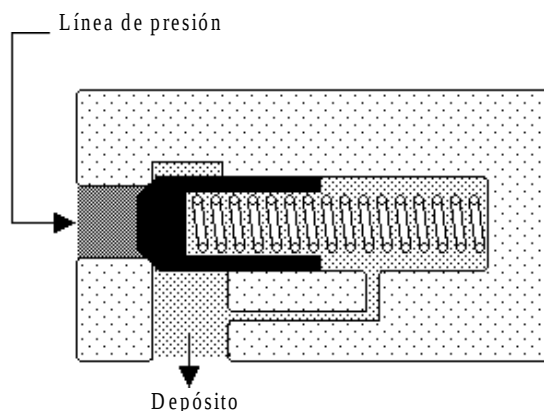


Fig. 6.1 Válvula de seguridad directa

La fuerza que ejerce este muelle puede variarse, en las válvulas directas regulables, por medio de un sistema mecánico externo a la válvula (fig. 6.2). Cuando la presión del fluido en la entrada de la válvula es superior a la que la mantiene cerrada, venciendo la fuerza del muelle (fig. 6.3), ésta se abre, permitiendo el paso del fluido hacia la salida de la válvula (que normalmente se conecta al depósito).

En el momento en que la presión del sistema no sea suficiente para vencer la fuerza del muelle y mantener abierta la válvula, ésta se cerrará por la acción del muelle.

Las válvulas de seguridad directas no regulables son poco usadas ya que sólo permiten la regulación en función de la fuerza del muelle, y éste se debe cambiar si se desea modificar la presión de apertura, con el agravante de que ésta es siempre fija.

Los modelos con regulación externa han dejado también de utilizarse en beneficio de las válvulas pilotadas.

En las válvulas de acción directa existe una diferencia entre la presión de apertura (con la que pasa una parte del caudal) y la presión necesaria para su total apertura (permitiendo el paso de todo el caudal).

Esta diferencia entre ambas presiones puede representar un mal funcionamiento o falta de protección en algunos elementos del sistema; además, en las válvulas de acción directa se pierde una gran cantidad de energía (que se transforma en calor) al tener que vencer constantemente la fuerza del muelle.

Las válvulas de seguridad de acción directa son generalmente usadas para pequeños caudales. Presentan la ventaja de no fugar con presiones inferiores a las de apertura y de tener una rápida respuesta cosa que las hace ideales para liberar presiones puntuales.

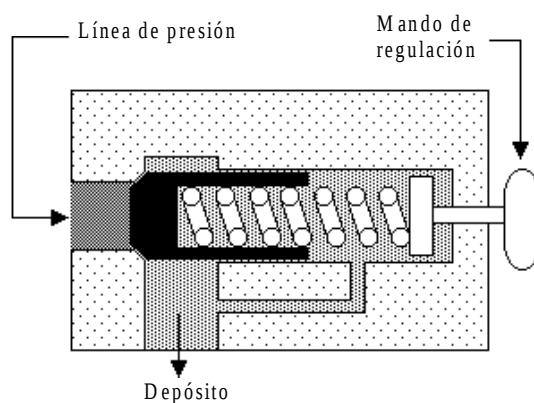


Fig. 6.2 Válvula de seguridad de acción directa y regulable (cerrada)

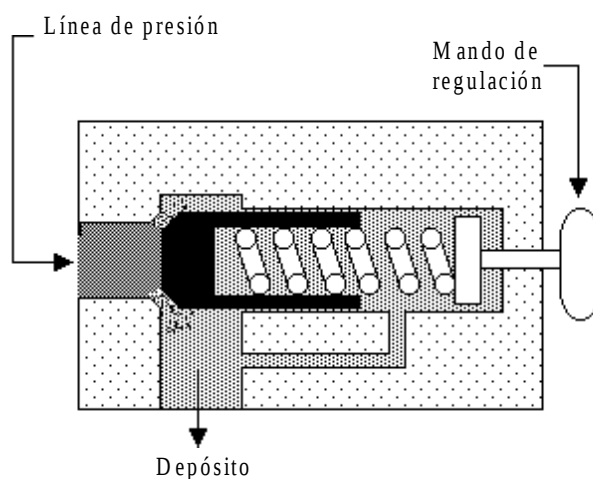


Fig. 6.3 Válvula de seguridad de acción directa y regulable (abierta)

Normalmente se usan como válvulas de seguridad para prevenir los daños que ocasionarían en los componentes los golpes de presión, o como válvulas de seguridad para prevenir la expansión térmica en cilindros cerrados. La gran ventaja de estas válvulas es la velocidad de respuesta inmediata, y sus inconvenientes la falta de precisión en la regulación y el calentamiento que sufre el fluido en la descarga.

Cuando una válvula de seguridad de acción directa debe funcionar con mucha frecuencia o debe trabajar a presiones cercanas a las de apertura, la respuesta del muelle puede provocar vibraciones en el funcionamiento de la válvula (rateo), lo cual produce desgaste en el asiento del cono que posteriormente produce fugas a través de los puntos de desgaste.

Las válvulas de seguridad de acción directa no son, por lo tanto, recomendables para trabajar a presiones cercanas a las de regulación.

Además de los tipos de bola y de cono existe el modelo de pistón, en el cual el elemento que produce el cierre es un pistón guiado o corredera. El pistón guiado se mantiene bloqueando el orificio de entrada gracias a la fuerza de un muelle. Cuando la presión actúa sobre este pistón, hace que éste se mueva contra la fuerza del muelle y deje al descubierto la salida hacia el depósito situada en el cuerpo de la válvula. Estas válvulas tienen una respuesta muy rápida pero también producen fallos en los asientos o en los puntos de cierre.

Dentro de estas válvulas de pistón, existe el modelo de pistón diferencial, en donde la presión actúa sobre la cara anular del pistón haciendo que, por diferencia de presiones, el muelle a utilizar sea mucho más pequeño, por lo que se reduce el tamaño de la válvula.

6.1.2 Válvulas de seguridad pilotadas

Para aplicaciones que requieren válvulas de seguridad que permitan el paso de grandes caudales con pequeñas pérdidas de carga se usan válvulas de seguridad pilotadas.

Estas válvulas operan en dos fases: una primera fase de pilotaje, en la cual una pequeña válvula de acción directa, normalmente construida dentro de la propia válvula de seguridad, actúa como control en la válvula principal (fig. 6.4).

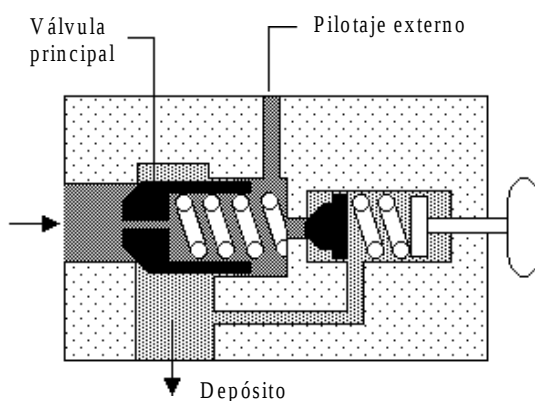


Fig. 6.4 Válvula de seguridad pilotada

De todas formas, el pilotaje puede también estar localizado en cualquier otro punto ajeno a la válvula y conectado a la válvula principal mediante un tubo o conducción.

La válvula de seguridad principal está normalmente cerrada. Un orificio en la válvula principal permite que la presión del sistema actúe en el área grande y en la cara del muelle. Así la suma de la presión en la cara del muelle y la del propio muelle mantienen la válvula cerrada.

Cuando la presión del sistema incrementa, la presión en la entrada de la válvula de pilotaje aumenta también, y cuando alcanza la de su regulación, esta válvula abre. El aceite sale, entonces, por detrás de la válvula principal hacia el drenaje.

La reducción en la presión resultante a través de la conducción que las interconecta produce un desequilibrio en las fuerzas que mantenían cerrada la válvula de seguridad principal, y hacen que ésta se abra y que el exceso de fluido se dirija hacia el tanque evitando cualquier posible incremento en la presión de entrada. La válvula cierra otra vez cuando la presión de entrada disminuye por debajo de la presión de regulación de la válvula de pilotaje.

Las válvulas pilotadas tienen una presión diferencial entre la apertura y la máxima descarga muy inferior a las válvulas de seguridad directas.

A pesar de que el funcionamiento de las válvulas pilotadas es más lento que las válvulas de acción directa, las pilotadas mantienen al sistema con una presión más constante mientras están descargando.

En todos los circuitos hidráulicos, además de la bomba como elemento impulsor del fluido debe existir como mínimo una válvula de seguridad para limitar la presión máxima del sistema. En la mayoría de los circuitos existe más de una válvula de seguridad, bien sea por las diferentes presiones que se precisan en los distintos puntos del sistema, o bien para la protección de elementos concretos dentro del circuito.

Además de las válvulas de seguridad, y ya para aplicaciones concretas y específicas, existen otros tipos de válvulas reguladoras de presión.

6.2 Válvulas reductoras

Las válvulas reductoras son válvulas empleadas para mantener presiones inferiores a las del sistema en una línea determinada. Este tipo de válvulas son válvulas de dos vías que reciben la presión de la salida, en lugar de la entrada como lo hacen las válvulas de seguridad. Son válvulas normalmente abiertas en las que, cuando la presión en la salida supera la de regulación, se cierra y se reduce la presión de la entrada en la línea secundaria.

Existen dos tipos de válvulas: directas o pilotadas.

6.2.1 Válvulas reductoras de acción directa

Esta válvula se mantiene abierta gracias a la fuerza del muelle. Cuando se reduce la presión en el puerto de salida, incrementa la fuerza del muelle y gradualmente mueve el pistón o corredera hacia la derecha (fig. 6.5).

Cuando incrementa la presión en la salida, incrementa también la presión sobre la parte izquierda del pistón se vence la fuerza del muelle y se cierra el paso de la válvula, lo que incrementa la pérdida de carga a través de la válvula y reduce la presión de salida.

Una válvula reductora de acción directa limita la presión máxima en la línea secundaria del circuito sin considerar la presión o cambios de presión del circuito primario. A diferencia de las válvulas de seguridad, como es lógico, las reductoras admiten presión en su línea de salida. Estas válvulas pueden dividirse en dos tipos diferentes: de presión constante y de presión fija.

La figura 6.5 muestra el funcionamiento de una válvula reductora de acción directa.

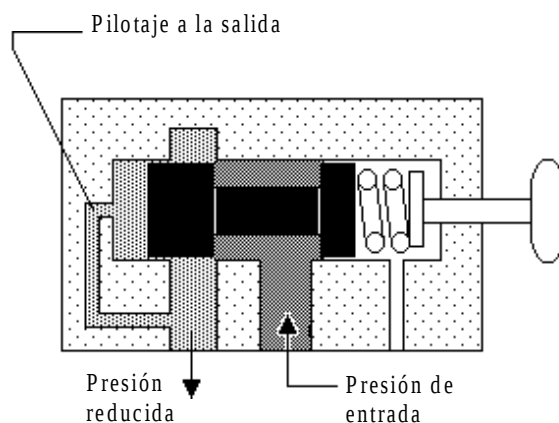


Fig. 6.5 Válvula reductora de acción directa

Las válvulas reductoras de presión constante suministran o mantienen una presión preestablecida independientemente de la presión del circuito principal, siempre y cuando ésta sea superior a la requerida en el circuito secundario. Funciona balanceando la presión del circuito secundario contra la fuerza ejercida por un muelle ajustable que pretende abrir la válvula cuando la presión en el circuito secundario disminuye. La fuerza del muelle abre la válvula lo suficiente como para incrementar y mantener una presión reducida constante en el circuito secundario.

Las válvulas reductoras de presión fija suministran una reducción de presión fija independientemente de la presión en el circuito principal. Por ejemplo, si la válvula está tarada para reducir en 20 bares la presión del circuito principal sea ésta la que sea, la del circuito secundario será siempre 20 bares inferior a la del primario. Esta válvula funciona balanceando la fuerza ejercida por la presión en el circuito principal contra la suma de fuerzas ejercidas por el circuito secundario y la fuerza del muelle. Como las áreas presurizadas en ambos lados de la válvula son iguales, la reducción fija es la que ejerce el muelle.

6.2.2 Válvulas reductoras de presión pilotadas

En una válvula reductora de presión pilotada la reducción de presión se efectúa hidráulicamente equilibrando la corredera por la presión de salida. La figura 6.6 muestra este funcionamiento. Un muelle suave mantiene la válvula abierta y una pequeña válvula de seguridad, generalmente construida dentro del mismo cuerpo de la válvula, envía el fluido al depósito cuando la presión reducida alcanza la del muelle de la válvula de pilotaje. Este caudal de fluido causa una pérdida de carga a través de la corredera y la presión diferencial causa entonces el movimiento de la corredera hacia su posición de cerrado, contraria a la fuerza del muelle.

La válvula reductora pilotada libera solamente la cantidad de fluido suficiente para posicionar la corredera principal hasta que el caudal de la válvula principal iguale a los requerimientos del circuito de presión reducida. Cuando no se precise caudal la baja presión del circuito durante un tiempo del ciclo la válvula principal se cierra.

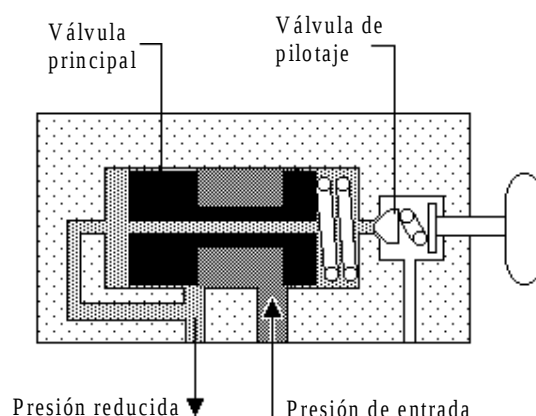


Fig. 6.6 Válvula reductora de presión pilotada

Las válvulas reductoras de presión pilotadas generalmente tienen una gama de muelles de ajuste más amplia que las de acción directa y ofrecen unas regulaciones más ajustadas.

6.3 Válvulas de secuencia

En circuitos con más de un actuador, normalmente se necesita mover estos actuadores como cilindros o motores en un orden de secuencia definido. Una manera de hacerlo son limitadores eléctricos, temporizadores o finales de carrera. Estas operaciones, cuando se trata de cilindros, también se pueden hacer dimensionando los cilindros de forma que las cargas que desplacen realicen por sí mismas estas secuencias. Así, cuando el cilindro llega a final de carrera, la presión del sistema incrementa y pone en funcionamiento el segundo cilindro.

De todas maneras, en muchas instalaciones las limitaciones de espacio y los requerimientos de las fuerzas determinan el tamaño del cilindro necesario para hacer este trabajo. En este caso las válvulas de secuencia se utilizan para actuar los cilindros en el orden requerido.

Las válvulas de secuencia son de dos vías y normalmente cerradas. Regulan la secuencia en la que varias funciones deben sucederse en un circuito. Como se aprecia en la fig. 6.7, estas válvulas se parecen a las de acción directa de seguridad excepto en que las cámaras de los muelles tienen el drenaje externo al depósito, en lugar de internamente a la salida de descarga de la válvula de seguridad.

Normalmente una válvula de secuencia permite que la presión del fluido circule a una segunda función solamente después de que la función primaria se haya completado satisfactoriamente. Cuando está normalmente cerrada una válvula de secuencia permite al fluido circular libremente hacia el circuito primario para realizar esta primera función hasta que la presión de taraje de la válvula se alcanza.

Cuando la función primaria se ha alcanzado la presión en este circuito incrementa y acciona la presión de la válvula de secuencia, lo que presuriza la corredera y vence la fuerza del muelle. El muelle está compensado y la corredera de la válvula se mueve permitiendo que el fluido circule hacia el circuito secundario.

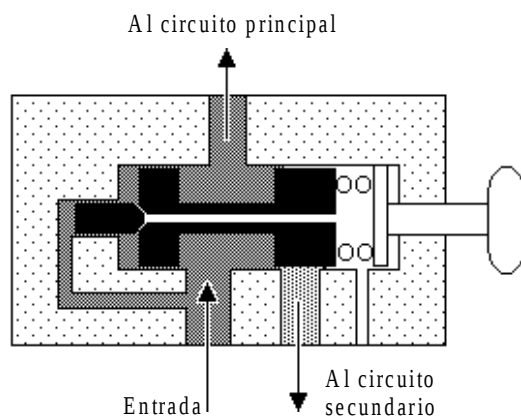


Fig. 6.7 Válvula de secuencia

En algunas ocasiones las válvulas de secuencia tienen válvulas antirretorno interiores que permiten el paso libre del fluido en sentido contrario, es decir, del circuito secundario al circuito primario.

6.4 Válvulas de contrapresión (*counterbalance*)

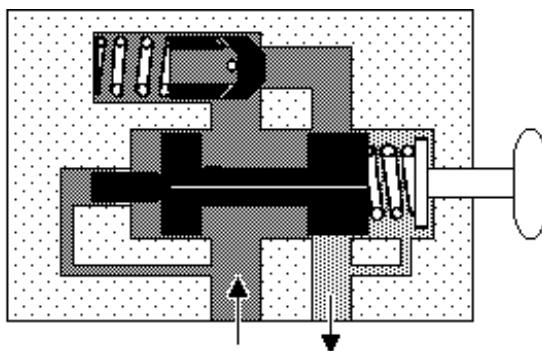


Fig. 6.8 Válvula de contrapresión

La figura 6.8 muestra esquemáticamente el funcionamiento de una válvula de contrapresión. Estas válvulas, normalmente cerradas, se usan principalmente en circuitos donde deba mantenerse una presión para evitar el mal funcionamiento. Por ejemplo, para controlar el descenso en un cilindro vertical, evitando el descenso libre debido a la fuerza de gravedad; o para mantener la presión en el cilindro de una prensa evitando su caída libre.

6.5 Válvulas de descarga

Estas válvulas se usan normalmente para descargar bombas; así se consigue que todo el caudal de la bomba vaya directamente al tanque a baja presión sin pasar por la válvula de seguridad. Es una válvula

normalmente cerrada, como muestra la figura 6.9, donde cuando a través de un pilotaje externo al lado opuesto de la corredera de la válvula se obtiene una fuerza suficiente para vencer la ejercida por el muelle, entonces la válvula se abre dirigiendo el caudal de la bomba al depósito a baja presión.

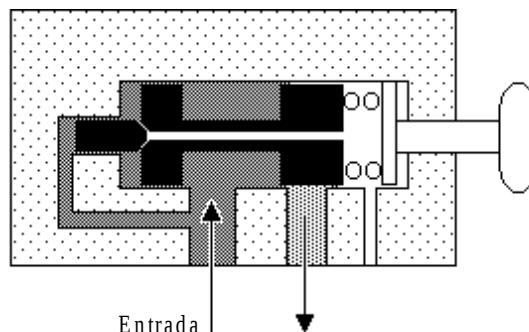


Fig. 6.9 Válvula de descarga

Principalmente estas válvulas se usan en circuitos con dos bombas (una de baja presión y alto caudal y otra de bajo caudal y alta presión) donde al alcanzar una determinada presión una de las bombas descarga directamente al tanque mientras la otra mantiene una presión elevada y un caudal reducido.

Existen también válvulas de descarga para la puesta en funcionamiento de acumuladores.

En tal caso, la válvula hace la función de poner la bomba en descarga una vez el acumulador ha sido totalmente cargado. En estos casos la válvula permanece cerrada mientras la bomba está cargando el acumulador y, una vez el acumulador ha alcanzado la presión requerida, la válvula de descarga se abre poniendo en descarga la bomba a baja presión, mientras que el acumulador mantiene la presión del fluido en el sistema.

Cuando la presión del acumulador baja por debajo de la presión establecida en la válvula de descarga, ésta vuelve a poner en carga la bomba. Al igual que el resto de válvulas de control de presión las válvulas de descarga pueden ser de acción directa o pilotadas.

7 Válvulas direccionales

Son aquellas que abren y cierran el paso y dirigen el fluido en un sentido u otro a través de las distintas líneas de conexión. Se pueden clasificar por el número de pasos que tienen, el número de entradas y salidas que tienen y por el número de posiciones en que pueden actuar.

Atendiendo a esta definición, las primeras válvulas direccionales que nos encontramos son las llamadas unidireccionales o antirretornos.

7.1 Válvulas unidireccionales

Las válvulas unidireccionales son, como su propio nombre indica, válvulas que permiten el flujo del fluido sea en un sólo sentido, y evitan el flujo en sentido inverso. Estas válvulas pueden ser de dos tipos:

7.1.1 Antirretorno

Como muestra la figura 7.1, se trata de una válvula normalmente cerrada por medio de un cono o una bola, presurizados contra su asiento mediante un muelle.

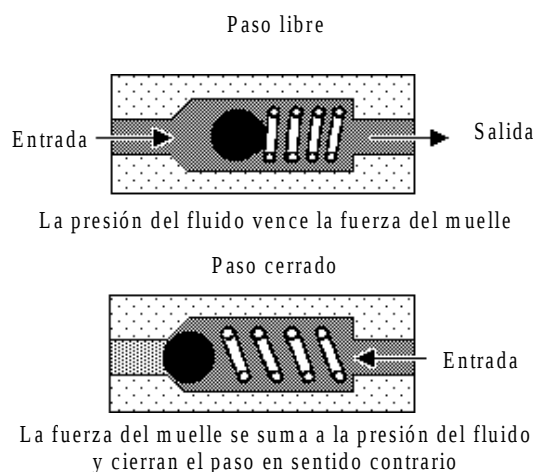


Fig. 7.1 Válvula antirretorno (abierta y cerrada)

Mientras la presión del fluido actúe en contraposición a la del muelle, éste se abrirá permitiendo el paso del fluido en la dirección hacia la vía opuesta; sin embargo, si la presión entra en la válvula por la parte del muelle, esta presión se suma a la propia del muelle bloqueando totalmente el paso y evitando que el fluido pueda ir en sentido contrario al anterior.

Como se desprende de este principio de funcionamiento, todas las válvulas antirretorno precisan una presión mínima para abrirse. Esta presión está en función del taraje del muelle. Por ello se puede variar la presión de apertura de la válvula cambiándole el muelle interior. Este factor es muy importante ya que entre las aplicaciones de esta válvula aquí se trata de mantener una presión mínima en el circuito.

Normalmente el muelle de estas válvulas permite el paso del fluido a partir de una cierta presión mínima. Para determinadas aplicaciones interesa que el muelle de la válvula esté tarado a una presión determinada; en estos casos el símbolo de la misma deberá incluir la referencia del muelle.

Estas válvulas son muy utilizadas en todos los sistemas hidráulicos, y su principio de funcionamiento se aplica en muchos otros tipos de válvulas. La sencillez de funcionamiento de estas válvulas hace que raramente sufran averías, si bien puede romperse el muelle o pueden presentar fugas por desgaste de los elementos de cierre.

7.1.2 Antirretorno pilotado

Al igual que en el caso anterior, esta válvula sólo permite en condiciones normales el flujo del fluido en un sentido; sin embargo, y mediante la acción de un pilotaje externo, puede permitir también el flujo en sentido inverso.

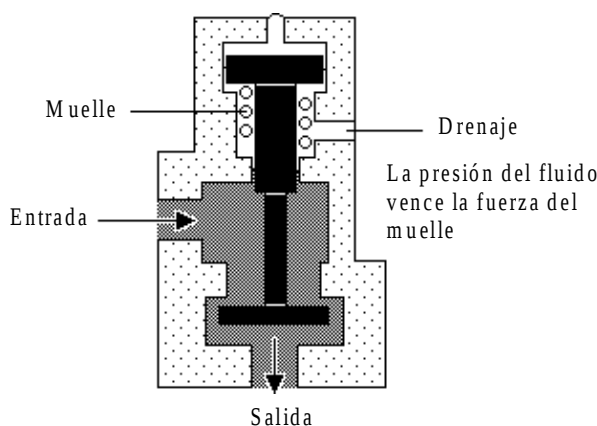


Fig. 7.2 Válvula antirretorno pilotada

La figura 7.2 muestra una válvula antirretorno pilotada en funcionamiento con paso libre, ya que la presión del fluido vence la fuerza del muelle y hace que la válvula se abra. La fig. 7.3 esquematiza cómo al circular el fluido en sentido contrario la presión del mismo se suma a la fuerza del muelle y

hace que la válvula se cierre, funcionando como un antirretorno normal. En la fig. 7.4 se ha aplicado una presión de pilotaje que hace que el pistón de la válvula se desplace hacia abajo, abriendo el paso al caudal en sentido ascendente (sentido del dibujo).

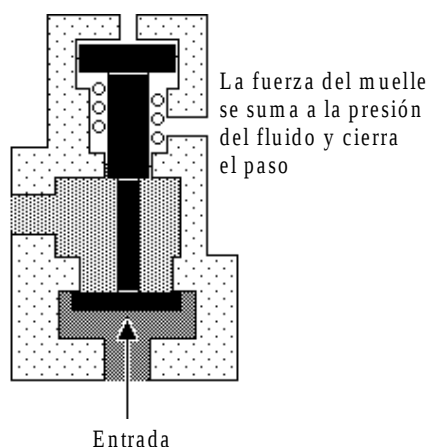


Fig. 7.3 Válvula antirretorno pilotada (cerrada)

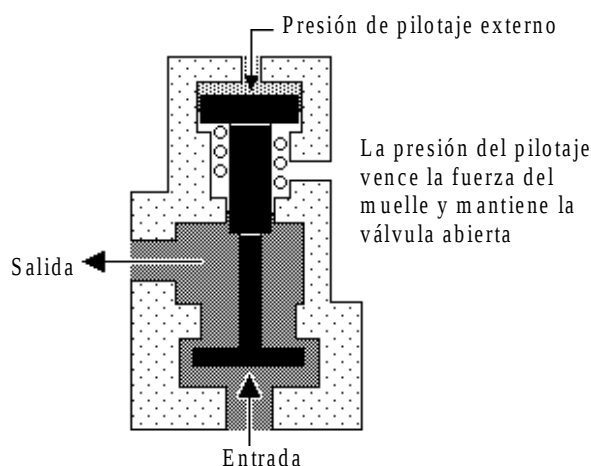


Fig. 7.4 Válvula antirretorno pilotada (abierta)

Si por un error de montaje se intercambiasen las conexiones del pilotaje y del drenaje, el funcionamiento de la válvula sería igual al de las figuras 7.2 y 7.3, ya que en estos dos casos no hay presión de pilotaje; sin embargo, al aplicar presión en la línea de pilotaje la válvula cerraría el paso al fluido ascendente.

En este caso el paso del fluido descendente dependerá de la relación entre las presiones de la línea y la de pilotaje, la relación de áreas de los pistones principal y de pilotaje, y la fuerza que ejerce el muelle.

En la mayoría de circuitos se suele emplear una presión y un caudal de pilotaje reducidos. Con ello se evitan o disminuyen los golpes de ariete y los desgastes excesivos en los asientos.

7.2.- Válvulas direccionales de dos vías

Las válvulas direccionales de varias vías permiten el paso del fluido desde la entrada (llamada presión u orificio de presión) hacia las diferentes vías en que debe realizar sus funciones.

Estas válvulas pueden ser normalmente abiertas o normalmente cerradas. El accionamiento de las mismas puede hacerse por distintos medios: mecánico, eléctrico y pilotado (hidráulico).

La más sencilla de estas válvulas es la válvula de dos vías que puede ser abierta o cerrada, según sea su posición normal de funcionamiento.

La válvula de dos vías es una simple llave de paso que permite que el caudal o la presión pasen o no a su través. Se diferencia de los reguladores simples de caudal (llaves de aguja) en que ésta tiene como misión primordial el cierre total del paso de fluido, mientras que el regulador, que también puede llegar a cerrar totalmente el paso del fluido, está diseñado para estrangular y restringir el paso del mismo.

Ejemplos de llave de cierre son la de vaciado del depósito (normalmente cerrada) y la de aislamiento de los filtros (normalmente abierta)

El modelo más empleado de llave de cierre es la llave de bola, denominación que adquiere por su construcción. Se trata de una válvula que tiene interiormente una bola con un orificio central, conectada mediante un eje a la parte exterior. Si el orificio de la bola se encara con los orificios internos de la válvula, el paso está abierto; si, por el contrario, se hace girar la bola hasta que los orificios de ésta no estén encarados con los del bloque, no habrá circulación de fluido a través de la válvula (fig. 7.5).

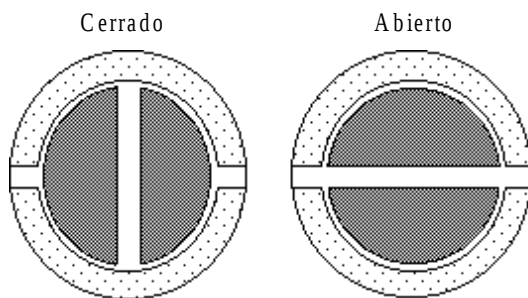


Fig. 7.5 Válvula direccional de dos vías

Estas válvulas son muy utilizadas en los sistemas hidráulicos para aislar los componentes. Así por ejemplo, se suelen colocar en la línea de aspiración de las bombas para permitir que éstas se puedan desmontar sin necesidad de vaciar el depósito. Esta aplicación, que es muy frecuente, puede ocasionar problemas si se arranca el circuito sin haber abierto previamente la válvula.

Mediante una combinación de muchas llaves de cierre se podría obtener la redirección del fluido a los distintos accionadores y puntos del circuito. Sin embargo, y para evitar la complejidad que esto representaría, se han diseñado las válvulas direccionales de múltiples vías.

7.3 Válvulas direccionales de varias vías

En estas válvulas hay un orificio de entrada y, según la válvula, diversos orificios que pueden ir hacia los accionadores o distintas partes del sistema, y un orificio de retorno hacia el depósito.

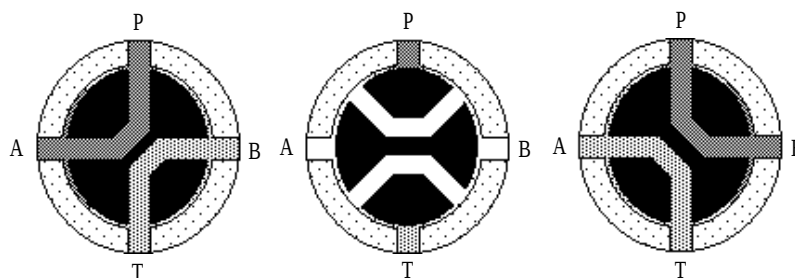


Fig. 7.6 Válvula direccional: cuatro vías y tres posiciones

La figura 7.6 muestra una llave de bola de varias vías. Como se puede observar, al hacer girar un mando externo (no reflejado en la figura), se mueve la bola interior y hace que las diferentes vías se intercomuniquen, permitiendo o cerrando el paso del fluido en las diversas direcciones.

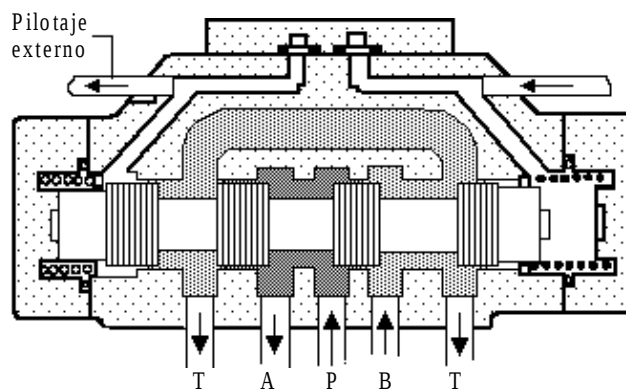


Fig. 7.7 Válvula direccional de corredera (4 vías, 3 posiciones)

Además de las válvulas direccionales rotativas, existen las de desplazamiento lineal (las más empleadas), en las que la interconexión de las vías se realiza desplazando una corredera con un determinado relieve por el interior de una camisa en la que se hallan las distintas vías (fig. 7.7)

Todas las válvulas direccionales pueden ser manipuladas de tres formas distintas: válvulas de accionamiento mecánico, en las cuales la acción de apertura y cierre o movimiento de la corredera o bola se realiza por medio de una palanca que es accionada desde el exterior; válvulas direccionales eléctricas, en las cuales esta función se realiza por medio de solenoides o electroimanes que accionan la corredera; y válvulas direccionales de accionamiento hidráulico en las cuales el desplazamiento de la corredera se realiza mediante presión hidráulica.

Así mismo existen combinaciones entre las manuales e hidráulicas y las eléctricas e hidráulicas.

Para válvulas de gran caudal la fuerza necesaria para desplazar la corredera puede llegar a ser muy elevada. En estos casos el accionamiento manual o por solenoide no ofrece fuerza suficiente para desplazar la corredera. La solución consiste en aprovechar la presión hidráulica del sistema para pilotar el desplazamiento de la corredera.

Este pilotaje se hace externamente o internamente por medio de otra electroválvula de pequeño tamaño que envía la presión de pilotaje a uno u otro extremo de la corredera.

Cuando se usan electroválvulas pilotadas se ha de tener en cuenta la presión mínima necesaria para el pilotaje. En algunos circuitos, con correderas de centro abierto (presión conectada a tanque), no existe presión suficiente para pilotar. En estos casos es necesario intercalar una válvula antirretorno tarada a una presión ligeramente superior a la necesaria para el pilotaje, y tomar éste inmediatamente antes del antirretorno.

La figura 7.7 muestra el funcionamiento típico de una válvula de corredera, en este caso accionada por un pilotaje externo. Las conexiones de la parte superior irían conectadas a otra electroválvula de pequeñas dimensiones, que se instala directamente sobre la válvula principal, para convertirla en una de pilotaje interno.

Al desplazar la corredera hacia uno u otro lado la intercomunicación de las vías cambiaría de una vía hacia la otra (fig. 7.8).

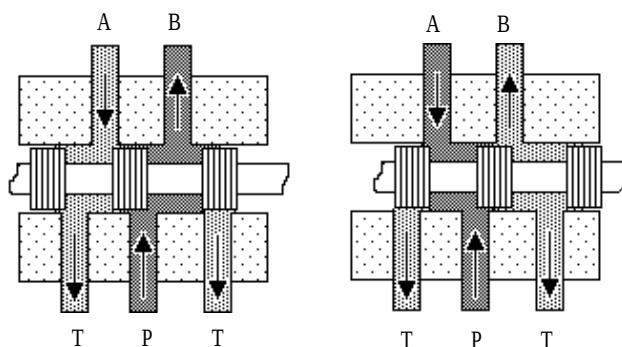


fig. 7.8 Válvula direccional (P-B y B-A; P-A y T-B)

Estas válvulas son frecuentes en todos los sistemas hidráulicos para dirigir el flujo hacia un sentido u otro del actuador.

Existen además válvulas direccionales rotativas que, cuando manejan grandes caudales y elevadas presiones, pueden ser accionadas por motores eléctricos con reductores.

7.4 Válvulas reguladoras de caudal

Las válvulas reguladoras de caudal son las que delimitan el volumen de líquido por unidad de tiempo que pasa a través del sistema. La más sencilla de estas válvulas es el grifo de cierre o llave de aguja, en el cual, según se va abriendo el mando de regulación, el caudal que pasa a su través incrementa. Sin embargo, este tipo tan sencillo de válvulas reguladoras de caudal no están compensadas, por lo que la retención que produce se transforma en calor. Son, pues, válvulas poco utilizadas debido a la generación de temperatura.

Las válvulas reguladoras de caudal tienen también muchas aplicaciones dentro de los sistemas hidráulicos ya que sirven para variar la velocidad de los movimientos.

Así mismo las válvulas reguladoras de caudal, tanto compensadas como no, pueden llevar incorporado un antirretorno, con lo cual la regulación de caudal se realiza sólo en un sentido de la circulación siendo este libre (a través del antirretorno abierto) en sentido contrario.

7.4.1 Válvulas reguladoras de caudal no compensadas (válvulas de aguja)

Es el método más simple de regular el caudal la válvula de aguja. En la válvula de aguja un cono conectado al mando de regulación abre o cierra el paso según se separe más o menos de su asiento. Es decir, a medida que se va aflojando el mando se va incrementando el área de paso de fluido, permitiendo un mayor caudal a su través (fig. 7.9). En este tipo de válvulas el caudal regulado esta influenciado por la presión del circuito ya que al incrementar la presión también aumentará el caudal que pasa a través de la válvula (eso sí, con una mayor pérdida de carga).

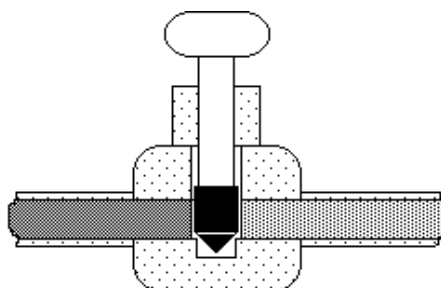


Fig. 7.9 Válvula de aguja

7.4.2 Válvulas reguladoras de caudal compensadas

Las válvulas de regulación compensadas mantienen el caudal constante independientemente de la presión del fluido. Así, mientras en las válvulas no compensadas el caudal se incrementa en función de la presión, en las válvulas compensadas el caudal se mantiene constante a pesar de la variación de

presión. Estas válvulas compensadas son las más utilizadas ya que mantienen las velocidades de los actuadores dentro de unos límites mucho más definidos que las válvulas no compensadas.

Las válvulas reguladoras de caudal compensadas pueden ser de dos tipos: de dos orificios o de tres orificios. En las primeras hay simplemente una entrada y una salida de caudal regulado. En las segundas existe además un tercer orificio que es la descarga a tanque del caudal sobrante.

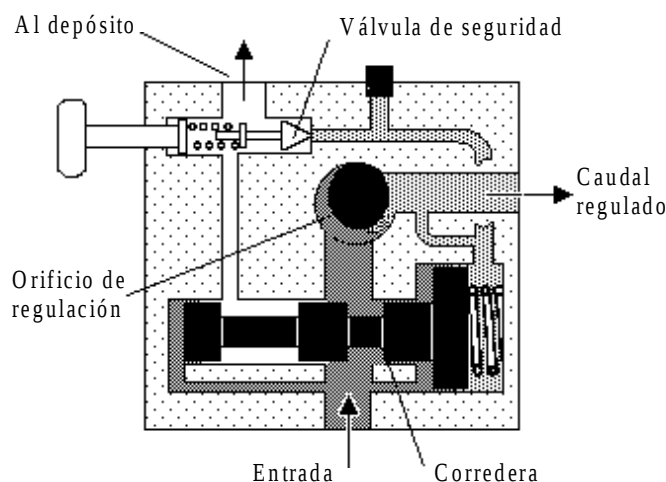


fig. 7.10 Válvula reguladora de caudal compensada

La figura 7.10 muestra el funcionamiento de la válvula reguladora de caudal de tres vías compensada. Cuando la presión en la línea de caudal regulado se incrementa, la corredera se desplaza hacia la izquierda incrementando el paso de caudal hacia el orificio de regulación.

Existen dentro de este grupo de válvulas las que además de estar compensadas para la presión están también compensadas para la temperatura.

Normalmente, cuando un sistema hidráulico se arranca, la temperatura del fluido es más baja que la que tendrá después de un período de trabajo. Esto significa que no sólo la viscosidad del aceite disminuye cuando la temperatura se incrementa sino que también las tolerancias de los componentes cambian simultáneamente. Estos cambios provocan diferencias de caudal que afectan la operatividad o las características de funcionamiento del sistema hidráulico.

Para compensar esta variación de caudal algunas válvulas reguladoras de caudal usan orificios insensibles a los cambios de viscosidad y que no alteran los caudales con las variaciones de viscosidad y de temperatura.

Dentro del grupo de válvulas reguladoras de caudal compensadas nos encontramos con las válvulas divisoras de caudal, que son válvulas con una entrada y dos salidas de caudal regulado. Estas válvulas pueden suministrar dos caudales iguales a partir de un caudal primario, por ejemplo cuando se trata de mover simultáneamente dos cilindros iguales.

La figura 7.11 muestra esquemáticamente una válvula divisora de caudal.

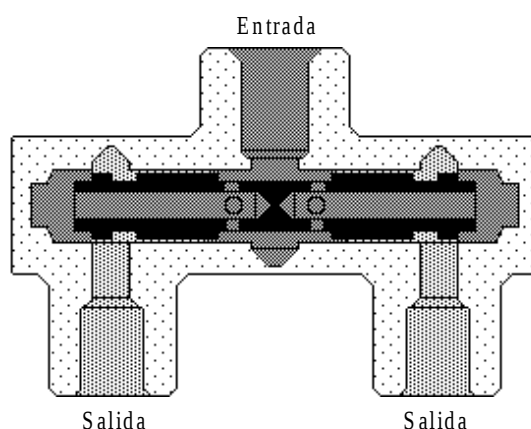


Fig. 7.11 Válvula divisora de caudal

Este tipo de válvulas divisoras de caudal, aunque ampliamente usadas en aplicaciones móviles, no ofrecen la exactitud y precisión requerida para aplicaciones industriales. Por ahora, la mejor forma de dividir caudales, obteniendo los caudales de salida iguales o con una relación constante, consiste en hacer pasar el flujo a través de dos motores hidráulicos con los ejes interconexionados. Así, cuando la presión a la salida de uno de ellos aumenta, éste tendrá tendencia a disminuir su velocidad, lo que implicará una reducción de velocidad simultánea en el otro motor (fig. 7.12).

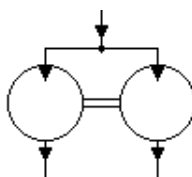


Fig. 7.12 Mecanismo divisor de caudal

Además de las válvulas reguladoras de caudal compensadas existen también la válvula de deceleración o frenado, que es otro tipo de válvula reguladora de caudal para aplicaciones específicas.

Cuando la aceleración y deceleración de un cilindro no se puede realizar interiormente mediante sistemas de frenado y cuando la carga y velocidad es suficientemente grande las válvulas de frenado externas suelen ser necesarias.

Un ejemplo de válvula de deceleración actuada por corredera es aquella en la cual cuando el cilindro llega a un punto concreto acciona la válvula, por medio de una leva, y reduce progresivamente el caudal que pasa a través de ésta hasta frenarlo totalmente.

8 Servoválvulas y válvulas proporcionales

Son aquellas en que el desplazamiento de la corredera se realiza con suficiente precisión para regular el caudal o la presión de la línea.

8.1 Servoválvulas

La servoválvula es, en sí, una válvula direccional de más de una vía que en función de su señal de realimentación realiza funciones de regulación de caudal o de presión con gran sensibilidad.

En una servoválvula el desplazamiento de la corredera se realiza por medio de un motor eléctrico (motor par) que regula con precisión el posicionamiento de la misma, controlando con ello el caudal que pasa a través de la superficie liberada por la corredera en su desplazamiento. La figura 8.1 muestra esquemáticamente el área de paso entre el cuerpo de una válvula y una corredera en movimiento; además, la compara con la liberada si el orificio interno de la válvula fuese rectangular. Las gráficas de la figura muestran la diferencia de superficie en ambos casos (sombreada para un desplazamiento del 75% de la corredera).

La servoválvula desplaza la corredera liberando una superficie de paso con la misma precisión que se haría si el orificio interno de la válvula fuese rectangular.

La servoválvula corrige la posición de la corredera en función de una toma de datos que realiza en la línea de salida (*feed-back*).

Debido a los grandes avances tecnológicos de la maquinaria actualmente usada, las servoválvulas son componentes cada día más frecuentes en los sistemas hidráulicos, no sólo en aplicaciones industriales (laminación, siderurgia, maquinaria de plástico) sino incluso en equipos móviles y de obras públicas.

Existen diversos tipos de servoválvulas, si bien su funcionamiento es similar en todas ellas: en una primera fase el motor par es activado electrónicamente y en una segunda fase la corredera hidráulica se desplaza en función de la señal recibida en la primera fase.

Las servoválvulas suelen ser de dos fases, aunque también las hay de una sola fase y, en raras ocasiones, de tres fases.

En las de una fase la corredera principal de la válvula es movida directamente por el motor lineal. Los caudales en este tipo de servoválvulas están limitados a tan sólo unos 10-12 l/min., y su resolución no es tan buena como la de las de dos fases.

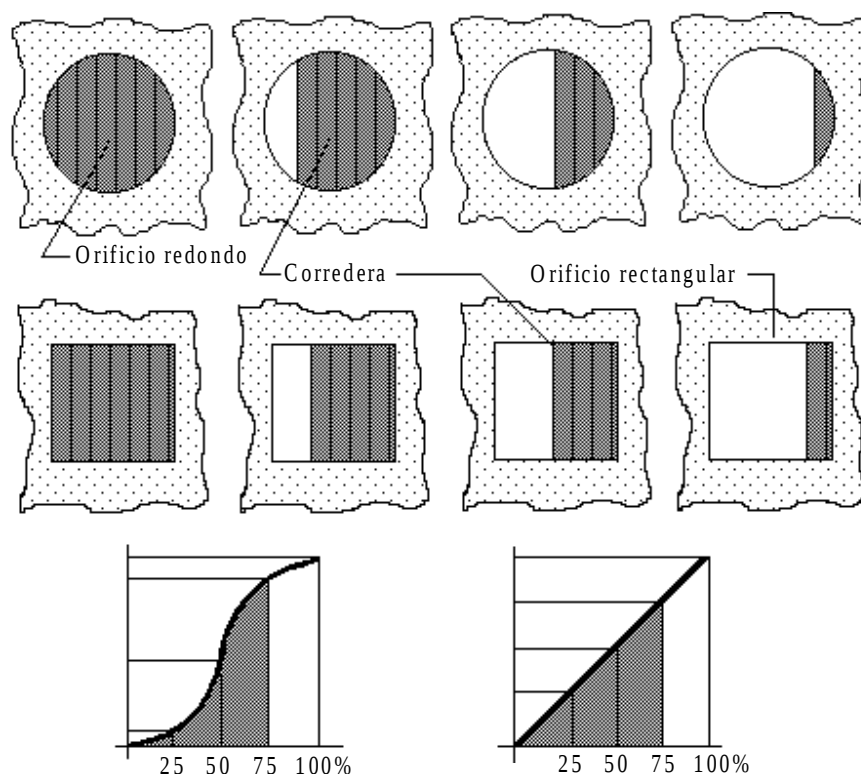


Fig. 8.1 Diferencia de caudal en orificios redondos y rectangulares

En los modelos de dos fases, el piloto, o primera fase, recibe una señal electromecánica, la amplifica, produce el movimiento de las bobinas, y éstas desplazan la lengüeta que controlará la posición de la segunda fase. Las figuras 8.2 y 8.3 muestran una sección de la primera fase en una servoválvula de dos fases: en la primera la lengüeta y el muelle de realimentación están centrados; en la siguiente están desplazadas por la acción de la señal recibida y transformada por las bobinas.

Existen diversos tipos de pilotajes y muchos tipos de realimentación (*feed-back*). En función del tipo de realimentación de la servoválvula, ésta se usará para:

8.1.1 Control de posición

Para el control de posición de un cilindro la realimentación se realizará mediante la señal que emita un transductor de posición del cilindro.

8.1.2 Control de la velocidad

Para el control de la velocidad la realimentación se realizará mediante la señal que emita un tacómetro instalado en el actuador rotativo del sistema.

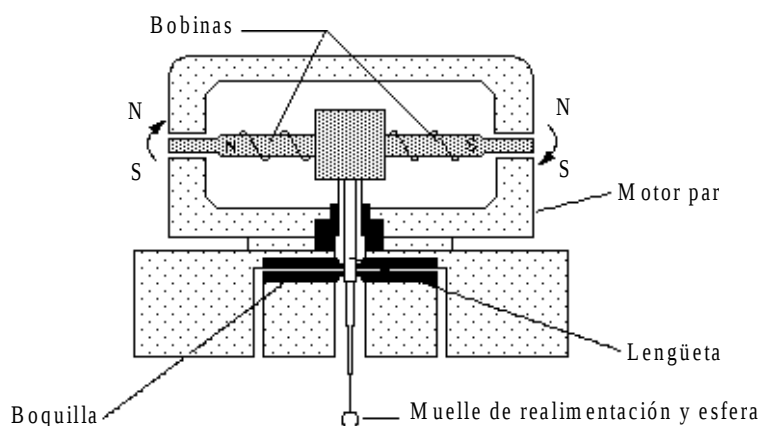


Fig. 8.2 Servocontrol en reposo

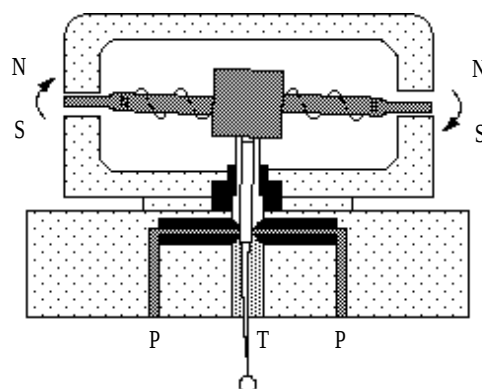


Fig. 8.3 Servocontrol activado

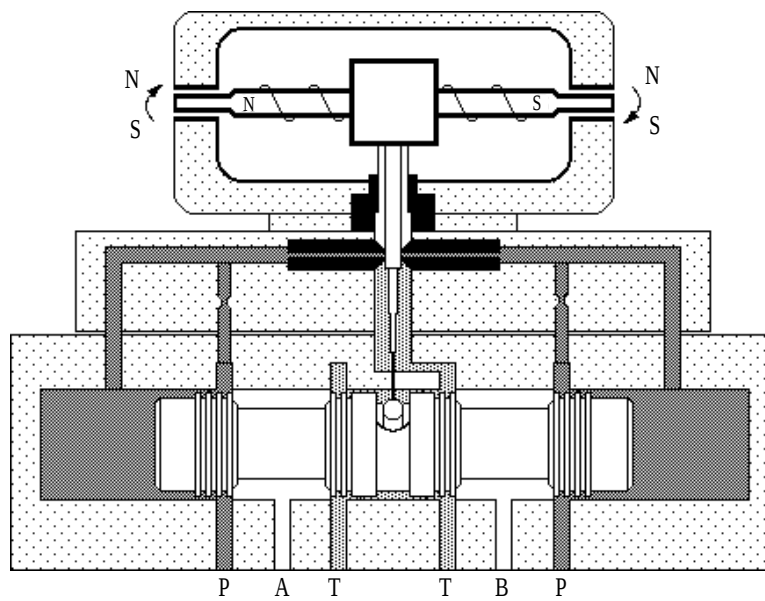
8.1.3 Control de la fuerza

Para el control de la fuerza o presión la realimentación se realizará mediante la señal que emita un transductor de fuerza o de presión instalado en el actuador o en la línea respectivamente.

Casi todas las servoválvulas están equipadas con un filtro de presión en la entrada de la línea de pilotaje. Normalmente este filtro es de malla metálica de acero inoxidable o de metal sinterizado, con grados de filtración entre 10 y 20 μm .

Este filtro protege la línea de pilotaje pero no a la segunda fase de la válvula (el conjunto camisa-corredera).

La figura 8.4 muestra la sección completa de una servoválvula de dos fases, con la corredera centrada y todas las vías cerradas (por el diseño de la corredera).



Corredera centrada

Fig. 8.4 Servoválvula en reposo (todas las vías cerradas)

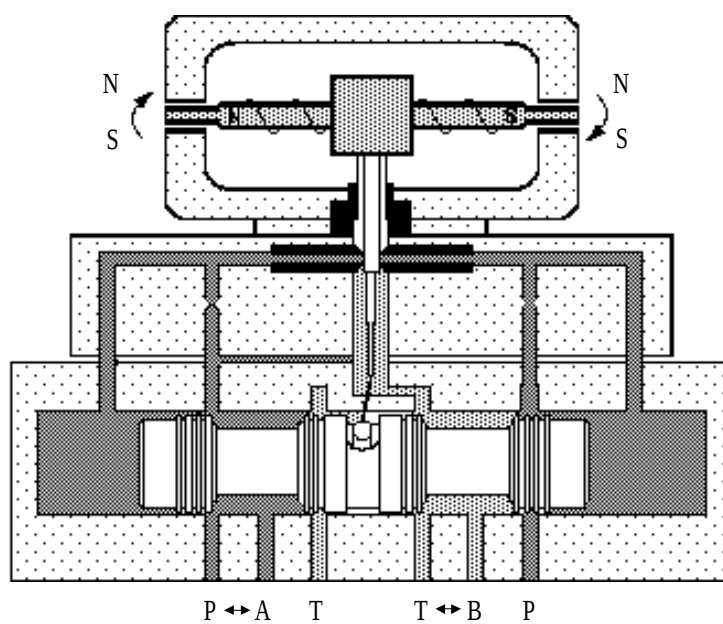


Fig. 8.5 Servoválvula activada

La eficacia y precisión hidráulica de una servoválvula se basa en lo ajustado de las tolerancias entre la camisa y la corredera. Para mantener estas tolerancias se ha de evitar el desgaste de estos componentes, y para ello la mayoría de fabricantes recomiendan la inclusión de un filtro de 3 μm (absolutas) en la línea de entrada de presión.

La figura 8.5 muestra una sección de la misma servoválvula con la corredera desplazada y con la línea de presión conectada a la vía A, y la vía B conectada al tanque.

8.2 Válvulas proporcionales

Como su propio nombre indica, las válvulas proporcionales son aquellas que regulan el caudal o la presión en forma proporcional a la señal eléctrica que reciben. Este control se realiza por la acción de un solenoide proporcional; esto las distingue de las electroválvulas normales accionadas por un solenoide “todo o nada”, y de las servoválvulas, accionadas por un motor par o un motor fuerza.

Las válvulas proporcionales llenan el espacio existente entre las electroválvulas y las servoválvulas, ofreciendo una gran precisión a bajo coste (comparado con las servoválvulas). Además de su precio, otra gran ventaja de las válvulas proporcionales comparadas con las servoválvulas es el hecho de que sus componentes hidráulicos derivan de válvulas convencionales, con lo que no requieren grados de filtración tan finos como las servoválvulas.

Según los caudales y las presiones del sistema hidráulico, las válvulas proporcionales serán de accionamiento directo del solenoide proporcional sobre la válvula hidráulica, o pilotadas, donde el solenoide proporcional acciona una válvula de pilotaje que a su vez acciona la válvula principal.

Las válvulas proporcionales, pues, son las que posicionan la corredera o varilla que acciona un mecanismo de control hidráulico en función de una señal eléctrica que reciben del sistema (y en algunos casos se amplía con la recibida por un sensor interno de posicionamiento).

Las válvulas proporcionales pueden utilizarse para: regulación y control de presión, regulación y control de caudal, o accionamiento de válvulas direccionales

8.2.1 Regulación y control de presión

a) Válvula de seguridad de boquilla:

El solenoide proporcional actúa sobre el vástago empujándolo contra la boquilla de la válvula con una fuerza proporcional a la corriente que recibe (fig. 8.6), y consiguientemente modificando la presión del sistema hidráulico en función de dicha fuerza.

Una aplicación típica de este tipo de válvulas proporcionales es la de pilotaje de una válvula de seguridad. Gracias a este dispositivo se puede obtener una limitación de la presión máxima del sistema (presión de taraje de la válvula de seguridad), y un amplio abanico de presiones de trabajo (según la fase del ciclo) que vienen reguladas electrónicamente por la válvula proporcional.

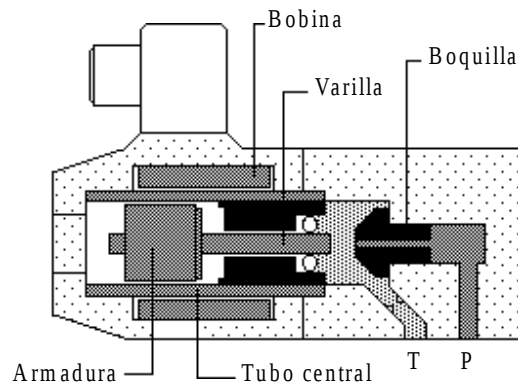


Fig. 8.6 Válvula proporcional de seguridad con boquilla

b) Válvula de seguridad de obturador:

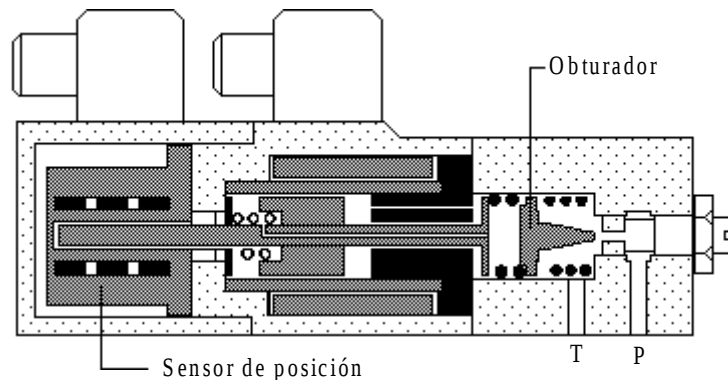


Fig. 8.7 Válvula proporcional de seguridad con obturador

En este tipo de válvulas proporcionales se controla la carrera del solenoide que desplaza el obturador; este desplazamiento equivale al área libre entre el obturador y el orificio de entrada. En el caso anterior se controlaba la fuerza ejercida por el solenoide. La figura 8.7 muestra esquemáticamente el funcionamiento de este tipo de válvulas de seguridad proporcionales con obturador. Además en esta figura se ha incluido un sensor de posición que emite una señal electrónica para la realimentación de la propia válvula.

c) Válvula de seguridad de placa:

A diferencia de las dos anteriores, en este tipo de válvula de seguridad proporcional la bobina no actúa contra una armadura que desplaza una varilla, sino que actúa directamente sobre una placa (fig. 8.8).

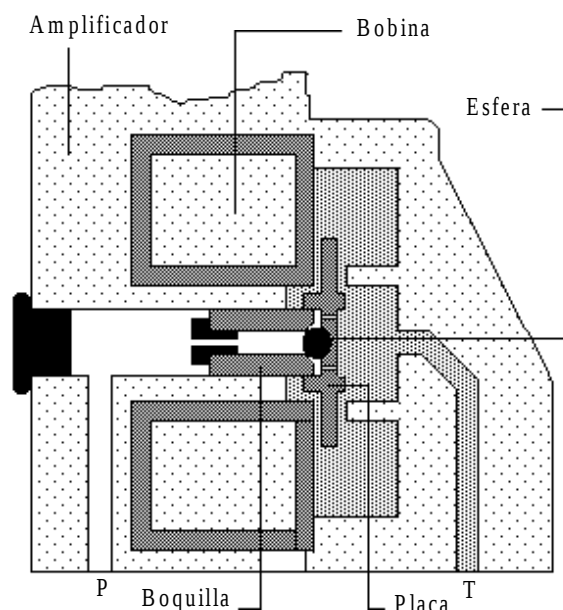


Fig. 8.8 Válvula proporcional de seguridad de placa

La corriente eléctrica que atraviesa la bobina origina una fuerza magnética que desplaza la placa hacia la boquilla; la fuerza de esta placa será proporcional a la corriente recibida en la bobina. La placa lleva incorporada una esfera para realizar el cierre sobre la boquilla.

8.2.2 Regulación y control de caudal

a) Reguladora de caudal con mando directo

En este tipo de válvulas la varilla se conecta directamente sobre el pistón o la corredera de una válvula direccional de dos vías. El área de paso de fluido varía en función del desplazamiento de la corredera o del pistón (según el tipo de válvula direccional utilizada), y éste es proporcional a la señal eléctrica que recibe.

Estas válvulas pueden ir equipadas con un sensor de posición de la varilla que transmite una señal de realimentación que sumada a la señal de posicionamiento del sistema regula y controla la posición del elemento hidráulico y, consiguientemente, el caudal que pasa a su través. Como todas las válvulas reguladoras de caudal, éstas pueden a su vez estar compensadas en función de la presión del sistema.

b) Reguladora de caudal compensada por presión

En el caso anterior el caudal que atraviesa la válvula depende de la pérdida de carga a su través en función de la señal de entrada que recibe. En determinadas aplicaciones se requiere un caudal constante con independencia de la presión del sistema. Para ello se

empleará una válvula proporcional reguladora de caudal en serie con una válvula reductora de presión, en la que el pilotaje de la presión de entrada se toma después de la válvula proporcional (ver croquis en el capítulo de simbología).

c) Accionamiento de válvulas direccionales

Aplicando mandos proporcionales directamente sobre una válvula hidráulica direccional se obtiene una válvula direccional proporcional, que controla simultáneamente la dirección del fluido y el caudal.

Al igual que el resto de válvulas proporcionales, éstas pueden ser de accionamiento directo o de pilotaje, y a su vez pueden o no tener realimentación por medio de un sensor de posición. En los modelos pilotados el sensor de posición puede instalarse en la válvula de pilotaje o en la principal.

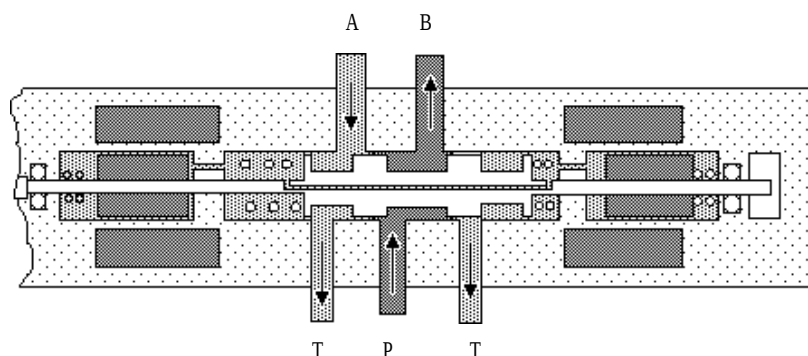


Fig. 8.9 Válvula proporcional de cuatro vías

La figura 8.9 representa una válvula direccional de cuatro vías con centraje por muelles y accionada por dos solenoides proporcionales.

8.3 Pérdida de eficiencia de una servoválvula o válvula proporcional

El caudal de fugas por una servoválvula o válvula proporcional, viene determinado por la fórmula:

$$Q = (p \cdot \beta^3 \cdot \phi \cdot \Delta P) / (12 \cdot L \cdot \mu) ,$$

donde:

- p = Coeficiente de forma
- β = Tolerancia entre la camisa y la corredera
- ϕ = Diámetro de la corredera
- ΔP = Diferencia de presión
- L = Longitud de la corredera
- μ = viscosidad dinámica

Todos estos factores se pueden considerar constantes a excepción de la tolerancia, que variará en función del desgaste; por ello la fórmula se puede simplificar a $Q = K \cdot \beta^3$, donde K es casi constante.

9 Válvulas de cartucho

Llamadas así por su construcción y forma de montaje. Cuando los caudales empleados en el sistema hidráulico son considerables, el volumen y tamaño de las válvulas necesarias para su accionamiento suele ser también bastante considerable y engorroso para su funcionamiento, conexionado, por el espacio necesario para la instalación de las mismas, etc. Para evitar estos problemas se han diseñado las válvulas de cartucho.

Las válvulas de cartucho son aquellas en que un cartucho (formado por un pistón, un muelle y una tapa de cierre) se inserta sobre un alojamiento especialmente diseñado en un bloque (fig. 9.1).

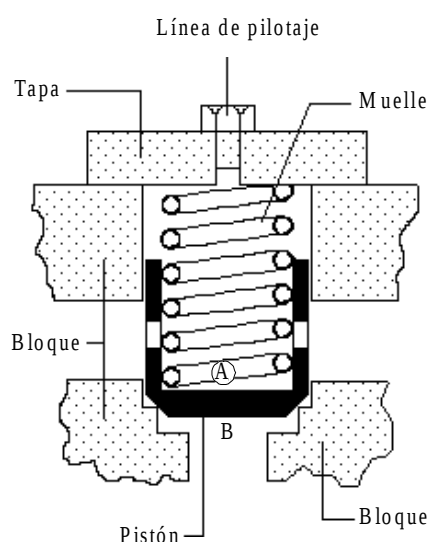


Fig. 9.1 Válvula de cartucho

El principio del funcionamiento de estas válvulas es el mismo de los antirretornos pilotados y, asociadas a distintos mandos, pueden emplearse para regulación de presión, de caudal y como válvulas direccionales.

La principal ventaja de este tipo de válvulas es su economía y el hecho de que permiten la circulación de grandes caudales con un mando (válvula) hidráulico de pequeño tamaño. Al hablar de economía se

entiende la del cartucho, comparado con el coste de las válvulas tradicionales para grandes caudales. Se ha considerado el coste del bloque y principalmente su diseño, aunque esto también resulta económico en caso de fabricaciones en serie.

Este tipo de válvulas se empezaron a usar principalmente en maquinaria de inyección de plásticos, prensas de gran tonelaje y algunas aplicaciones marinas, sistemas típicos en los que se emplean grandes caudales. Sin embargo en la actualidad sus aplicaciones se han extendido a todo tipo de maquinaria, aun con caudales reducidos, gracias a las múltiples ventajas que presentan.

9.1 Funcionamiento

Estas válvulas se diferencian entre sí por la relación entre las áreas del pistón (A y B) que son de 1:1 (fig. 9.1) o de $1:<1$ (entre 1,1 y 2) (fig. 9.2). Esta relación de áreas es muy importante a la hora de definir el tipo de válvula necesario para cada aplicación.

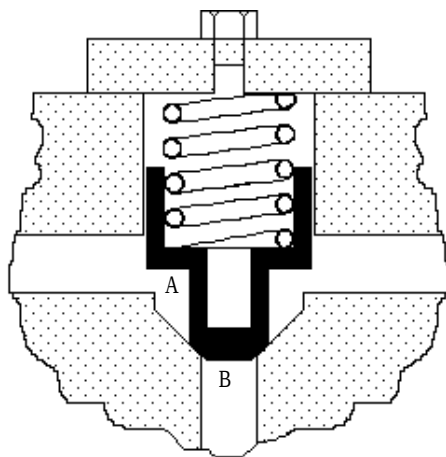


Fig. 9.2 Válvula de cartucho con diferencia de áreas

Además de la relación de áreas del pistón las válvulas de cartucho se diferencian entre sí por el tipo de tapa que se les instale, y posteriormente según el tipo de mando hidráulico o mecánico que se incorpore a esta tapa. La válvula de cartucho consta, genéricamente, de un pistón, un muelle y una tapa de cierre. Con este montaje ya se obtiene:

- a) Una válvula antirretorno (fig. 9.3)
- b) Una válvula de seguridad directa en función del taraje del muelle
- c) Una válvula de seguridad directa regulable si se sustituye la tapa ciega de la figura por otra con un mando regulable manualmente que permita modificar la fuerza del muelle
- d) Una válvula antirretorno o de seguridad con regulador de caudal, insertando en la tapa un tope mecánico que limite la carrera del pistón, y con ello el área de paso del fluido

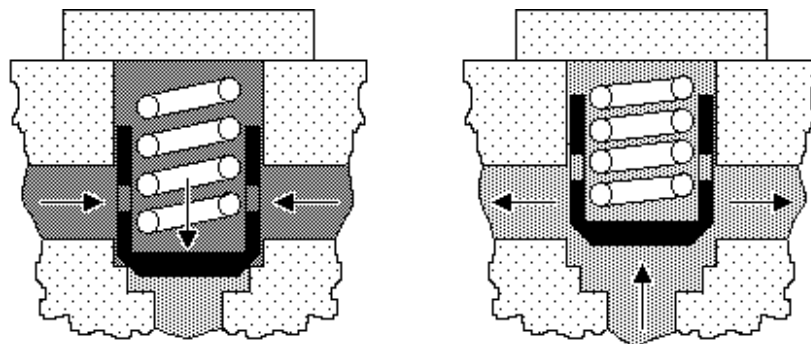


Fig. 9.3 Válvula de cartucho (cerrada y abierta)

9.2 Combinación como válvulas direccionales

Se ha visto ya la aplicación de la válvula de cartucho como antirretorno. Usando otra relación de áreas $1:<1$ y un pilotaje externo se obtiene una válvula direccional de dos vías.

La figura 9.4 muestra una válvula de cartucho usada como válvula direccional en la que al haber un pilotaje externo, la válvula permanece cerrada, pero al desaparecer el pilotaje la presión de las líneas hace que se abra la válvula permitiendo el paso libre del fluido en cualquiera de los dos sentidos.

Como ya se ha dicho, la gran ventaja de este tipo de válvulas es el hecho de que el pilotaje externo se puede hacer con una electroválvula de pequeño tamaño, mientras que el caudal que pasa por la válvula de cartucho puede ser muy elevado.

Como en el ejemplo anterior, si se varía la tapa de cierre de esta válvula se puede conseguir que además de direccional actúe como limitadora de caudal o como reguladora de presión, si la presión del pilotaje viene regulada por una válvula de control de presión.

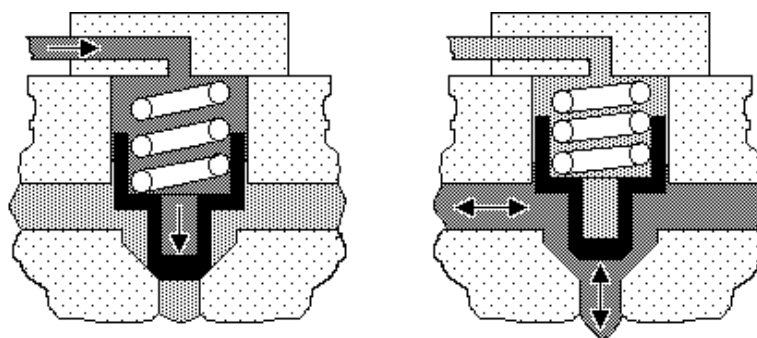


Fig. 9.4 Válvula de cartucho (cerrada y abierta)

Combinando adecuadamente cuatro válvulas de cartucho se obtiene el equivalente a una válvula direccional de cuatro vías.

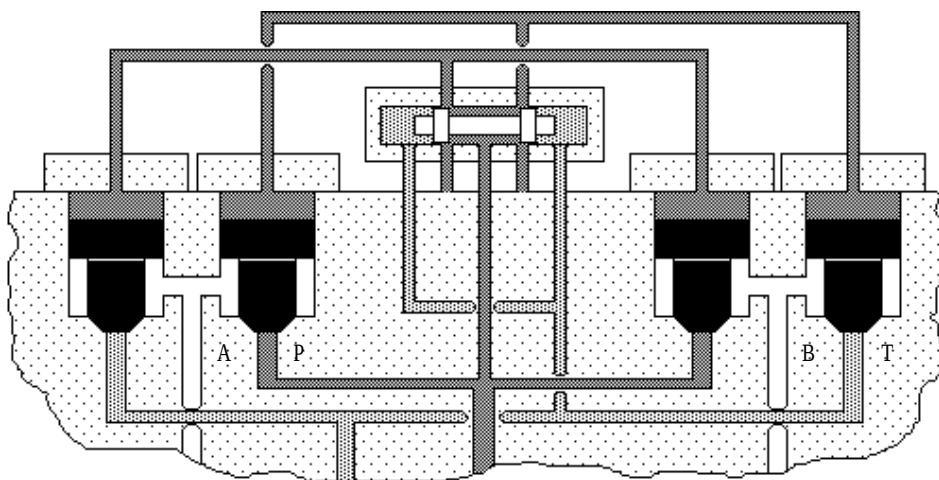


Fig. 9.5 Combinación de válvulas de cartucho como válvula direccional

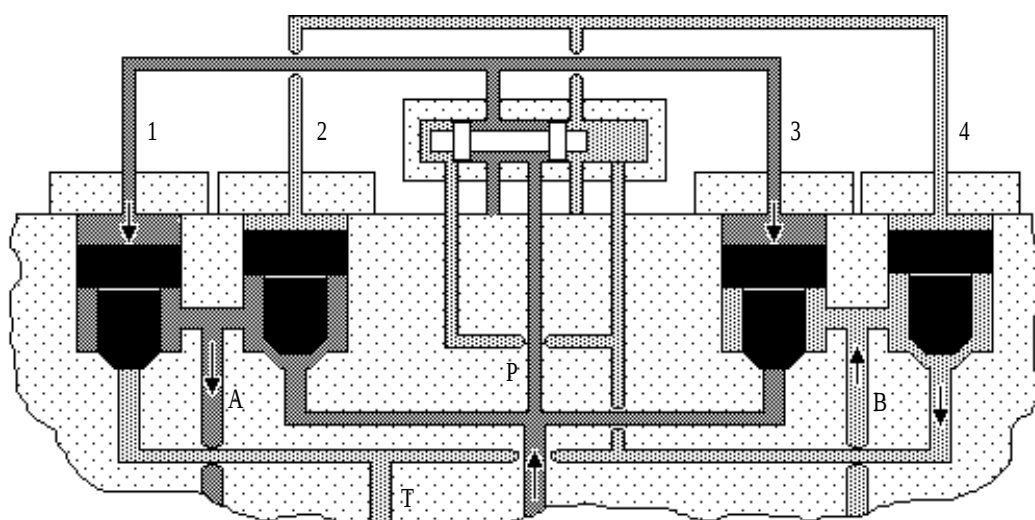


Fig. 9.6 Combinación de válvulas de cartucho como válvula direccional

Las figuras 9.5, 9.6 y 9.7 muestran la combinación de cuatro cartuchos para conseguir la función de una válvula direccional de cuatro vías, accionada por una electroválvula.

El dibujo de estas figuras representa el pilotaje externo para mejor comprensión del funcionamiento, pero en realidad este pilotaje se hace directamente por el interior del bloque.

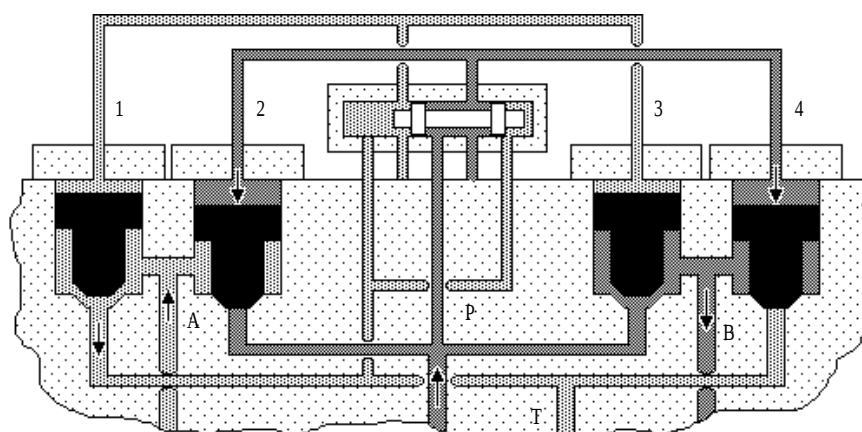


Fig. 9.7 Combinación de válvulas de cartucho como válvula direccional

En la figura 9.5 la corredera de la electroválvula de pilotaje está en posición de reposo con la línea de presión conectada en A y B, con lo que los cuatro cartuchos están pilotados y se mantienen cerrados, lo que en el sistema principal equivaldría a una corredera que mantiene todas las líneas cerradas: la presión, el tanque, A y S.

En la figura 9.6 la corredera de la válvula de pilotaje se ha desplazado hacia la izquierda, conectando la línea de presión con la vía A y la línea B con el depósito. En estas condiciones la línea A mantiene la presión de pilotaje en los cartuchos 1 y 3, mientras que los cartuchos 2 y 4 no tienen presión de pilotaje. Así al desplazar la corredera hacia la izquierda, el circuito principal permite que la presión de la línea P abra el cartucho 2 (sin pilotaje) y permita el paso del fluido de P a A; simultáneamente la presión de la línea B hace abrir el cartucho 4 (también sin pilotaje), y conectar la línea B con la T.

En la figura 9.7 la válvula de pilotaje ha conectado la línea de presión con la vía B y la línea A con el depósito. En estas condiciones la línea B mantiene la presión de pilotaje en los cartuchos 2 y 4, mientras que los cartuchos 1 y 3 no tienen presión de pilotaje. Así al desplazar la corredera hacia la derecha, el circuito principal permite que la presión de la línea P abra el cartucho 4 y permita el paso del fluido de P a B; simultáneamente la presión de la línea A hace abrir el cartucho 1, y conectar la línea A con la T.

9.3 Combinación como válvulas reguladoras

9.3.1 Reguladoras de presión

Sustituyendo la tapa de pilotaje por otra que disponga de un sistema hidráulico o mecánico de regulación de presión, se convierte la válvula de cartucho en una válvula reguladora de presión.

La figura 9.8 muestra una válvula de cartucho asociada a una válvula de seguridad que controla la presión de pilotaje interno del cartucho. Así, cuando la presión en la válvula de pilotaje supera a la de

taraje, ésta se abre al depósito; esto crea una disminución en la presión de pilotaje del cartucho y su consiguiente apertura.

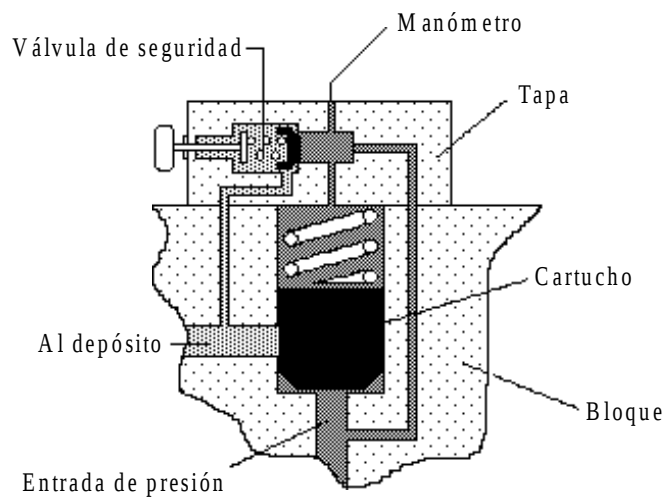


fig. 9.8 Válvula de cartucho como válvula de seguridad

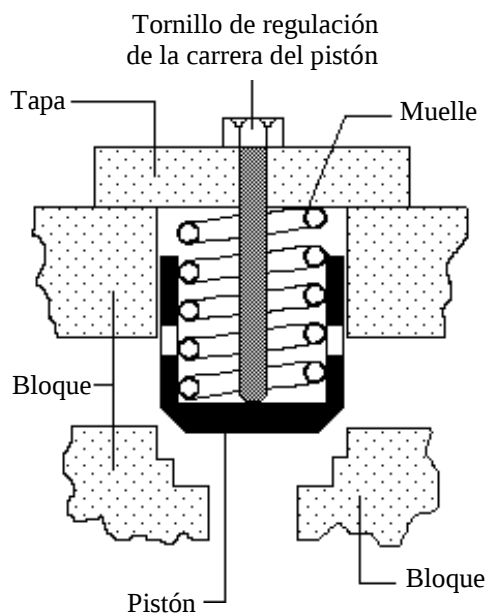


Fig. 9.9 Válvula de cartucho como válvula reguladora de caudal

9.3.2 Reguladoras de caudal

Sustituyendo la tapa de pilotaje por otra que disponga de un sistema mecánico de regulación de caudal, se convierte la válvula de cartucho en una válvula reguladora de caudal.

En la figura 9.9 se puede observar que al colocar un tornillo en la tapa, de forma que éste limite el desplazamiento de cartucho, se obtiene una válvula que limita el caudal en función del desplazamiento del cartucho.

9.3.2 Reguladoras proporcionales

Conectando la tapa de pilotaje a una válvula proporcional se transforma la válvula de cartucho en una válvula reguladora proporcional, en la que el mando proporcional actúa como pilotaje de la válvula de cartucho.

10 Otras válvulas

Además de las válvulas estudiadas en los capítulos anteriores existen otras para aplicaciones específicas. En este capítulo se incluyen las referencias de distintas válvulas especiales también usadas en sistemas hidráulicos

10.1 Válvulas de purga de aire

Normalmente son utilizadas para eliminar las burbujas de aire dentro de los circuitos. Estas válvulas pueden montarse fijas en el sistema o simplemente ser utilizadas durante la puesta en marcha del circuito, ya que durante la puesta en marcha se ha de desplazar todo el aire contenido en las tuberías y en los elementos del propio circuito. Las válvulas de purga de aire permiten que salga el aire del circuito y, sin embargo, no permite la salida del aceite.

10.2 Válvulas de paracaídas

Son una variación sobre el antirretorno que en condiciones normales permiten el paso de fluido en ambos sentidos, pero que se cierran al despresurizarse. Este tipo de válvulas se usan para evitar el desplazamiento de los cilindros en caso de rotura de la tubería.

10.3 Válvulas de aislamiento de manómetro

Todos los sistemas hidráulicos disponen de uno o varios manómetros para controlar la presión del circuito en la salida de la bomba o en cualquier línea del mismo.

Debido al funcionamiento de las bombas, la circulación del fluido es pulsante, en ciclos muy elevados que hacen que aquélla aparente ser continua; pero estas pulsaciones, y las propias variaciones de presión del circuito hacen que el muelle que acciona el manómetro sufra desgastes prematuros que ocasionan su rotura. Para evitar este problema se suele colocar antes del manómetro una válvula de aislamiento que le mantiene conectado a tanque, y lo conecta, para obtener la medición de la presión, cuando es accionada la válvula.

La figura 10.1 esquematiza el funcionamiento de una válvula aisladora de manómetro, que es una válvula direccional de tres vías de accionamiento manual o eléctrico y con retorno por muelle. En esta válvula la posición de reposo conecta el manómetro con el depósito.

Existen, además, válvulas de aislamiento múltiples o selectores, gracias a las cuales con un solo manómetro se puede medir la presión en varias líneas del sistema.

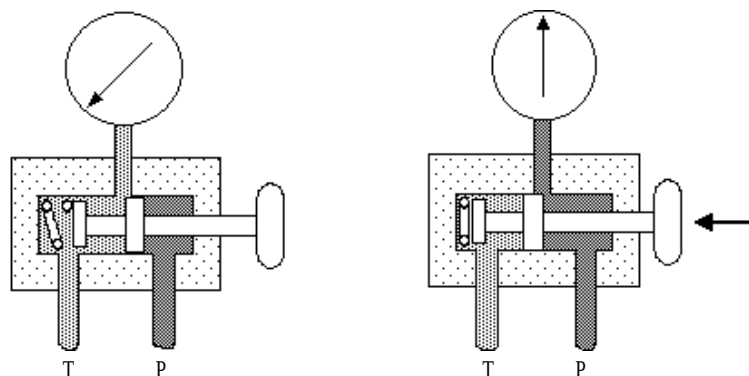


fig. 10.1 Válvula de aislamiento de manómetro (cerrada, abierta)

10.4 Válvulas de selección de pilotaje

Son otro tipo de válvulas derivadas del antirretorno; se trata de un sistema con dos antirretornos opuestos y con una toma intercalada entre ambos. Se aplican en sistemas donde la presión de pilotaje se toma de dos líneas distintas según el ciclo de trabajo, manteniendo siempre presión en la línea de pilotaje.

La figura 10.2 esquematiza el funcionamiento de este tipo de válvulas: muestra el estado de reposo con los dos extremos cerrados por la acción del muelle, y la posición activada en que el pilotaje toma la presión de la línea B, y el muelle y la propia presión cierran la línea opuesta.

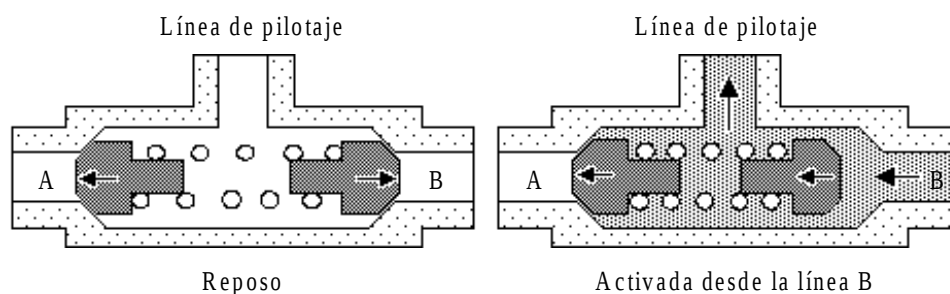


Fig. 10.2 Válvula de selección de pilotaje (desactivada, activada desde B)

11 Sistemas de montaje

Las válvulas del circuito pueden instalarse según distintos sistemas de montaje.

11.1 Montaje en línea

Este tipo de montaje se usa generalmente para circuitos sencillos y/o para aquellos en que los distintos componentes se hallan muy separados entre sí. Las válvulas diseñadas para este tipo de montaje tienen las conexiones mecanizadas para poder conexas directamente sobre las mismas las distintas tuberías.

Según los caudales o las aplicaciones las conexiones serán roscadas o para bridas de conexión.

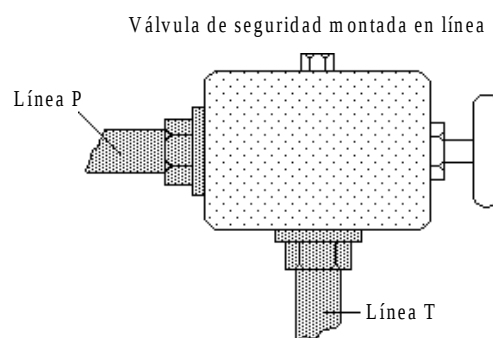


Fig. 11.1 Montaje en línea

La fig. 11.1 muestra una válvula de seguridad montada en línea, y que sólo se sostiene gracias a la rigidez de las tuberías. El principal problema de este tipo de montaje es la rigidez del mismo, que contribuye a la transmisión de las vibraciones; por otro lado, tiene la ventaja de ser uno de los más económicos.

11.2 Montaje sobre panel

Algunas válvulas están diseñadas para ser instaladas sobre un panel de control. Su uso está recomendado para circuitos más complejos, donde todas las válvulas puedan agruparse sobre un mismo panel y donde, además, suelen haber distintos elementos de medición y control.

En estos casos las válvulas reguladoras de caudal y de presión tienen sus mandos de regulación por la parte externa o visible del panel, mientras que el cuerpo de la válvula y las válvulas de distribución se instalan por la parte interna del panel, donde el montaje suele hacerse igualmente en línea como muestra la figura 11.2.

Este tipo de montaje facilita el control y la regulación de los distintos parámetros del sistema durante su funcionamiento.

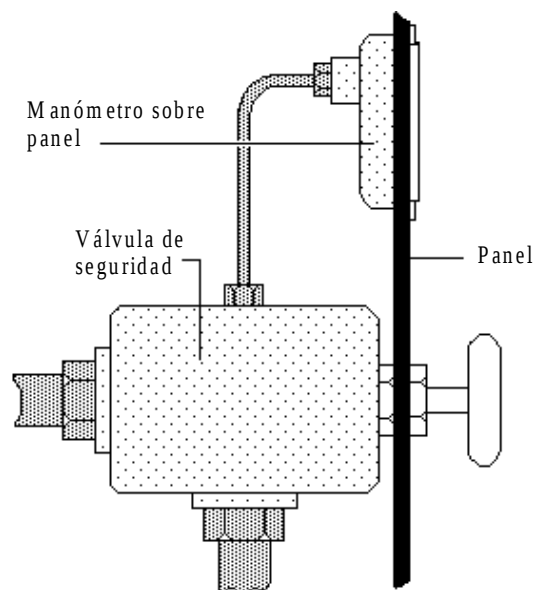


Fig. 11.2 Montaje sobre panel

11.3 Montaje sobre placa base

Exceptuando los especialmente diseñados para aplicaciones móviles (diseñadas para ser montadas en línea), las válvulas direccionales se construyen para montaje sobre placa base o bloque (se debe usar la placa base para montar la válvula en línea).

Los orificios de conexión de las vías (en estos elementos y en los de regulación de presión y de caudal contruidos para montaje sobre placa) no están mecanizados para su conexión directa con racores o bridas, sino que se encuentran sobre una superficie totalmente plana con alojamiento para juntas tóricas en cada vía.

Así, para conectar estos orificios a las distintas líneas, se precisa una placa que por un lado esté perfectamente rectificada y sobre la que se coloque el componente, mientras que por la cara opuesta dispondrá de unos orificios mecanizados para la conexión de las tuberías (fig. 11.3).

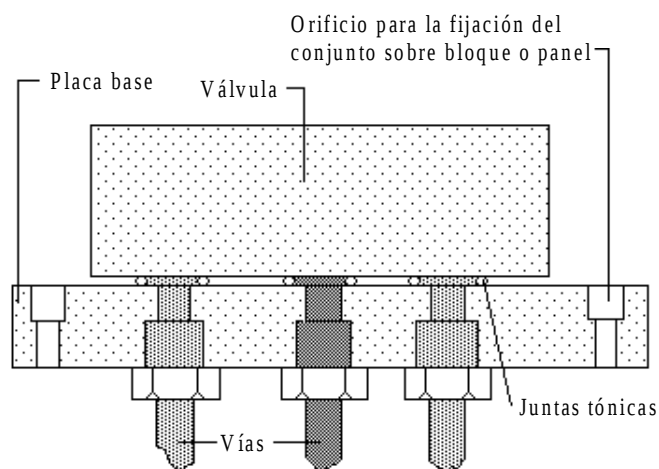


Fig. 11.3 Montaje sobre placa base

11.4 Montaje sobre bloque *manifold*

En los circuitos donde hay muchas válvulas cercanas, el montaje en línea implica un gran volumen y espacio; para reducir este volumen y la complejidad que implica la interconexión y racordaje, se montan las válvulas sobre un bloque especialmente diseñado.

Las superficies exteriores de este bloque están mecanizadas para poder acoplar sobre las mismas los componentes hidráulicos previstos en el diseño. Interiormente el bloque está taladrado interconectando las vías entre sí.

11.5 Montaje en *sandwich*

Existe un diseño de válvulas de control de caudal y de presión especial para montaje en *sandwich*.

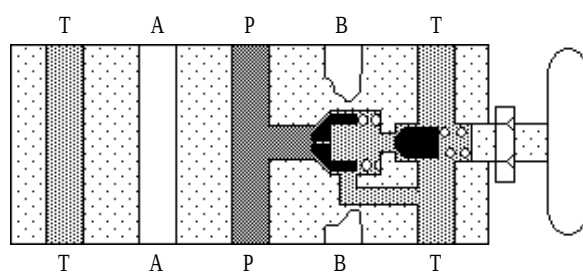


Fig. 11.4 Válvula de seguridad para montaje en sandwich

Este tipo de montaje, principalmente usado para caudales pequeños, presenta la gran ventaja de la reducción de espacio y el ahorro de tuberías e interconexiones entre los distintos elementos.

Genéricamente se puede decir que una válvula para montaje en *sandwich* es una válvula para montaje sobre placa base por arriba y por abajo, con los orificios de las líneas que pasan de un extremo a otro de la válvula. Así, esta válvula se monta sobre una placa base, pero encima de ella hay nuevamente una superficie mecanizada que permite el montaje de una nueva válvula, y sucesivamente hasta cerrar el montaje con una válvula direccional o con una placa de cierre.

La figura 11.4 esquematiza una válvula de seguridad para montaje en *sandwich*, en la que se aprecia que las líneas atraviesan la válvula en sentido vertical.

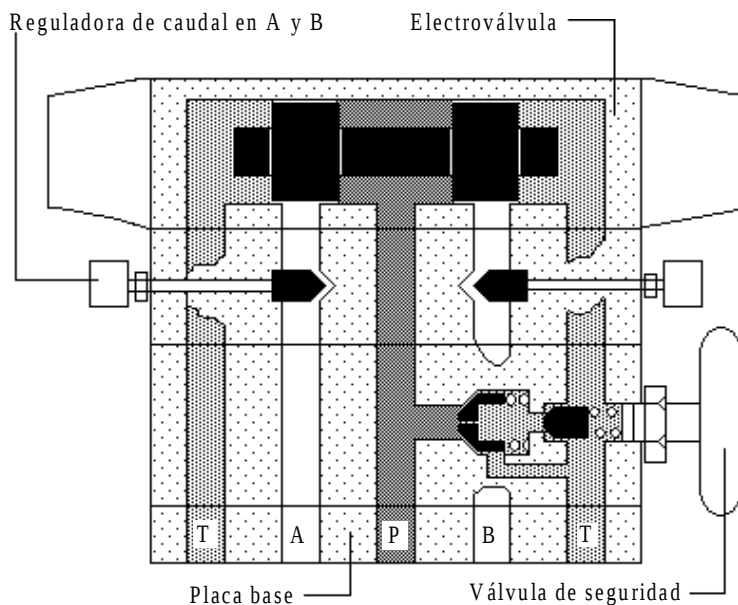


Fig. 11.5 Montaje en *sandwich*

La figura 11.5 representa, esquemáticamente, un montaje más completo con la válvula de seguridad en la línea de presión, una válvula doble de regulación de caudal en las líneas A y B y una electroválvula que cierra el conjunto, y todo ello montado sobre una placa base.

11.6 Válvulas insertadas

Las válvulas insertadas son aquellas que han sido diseñadas para ser insertadas directamente sobre un alojamiento especialmente mecanizado en un bloque o placa (como desarmar las entrañas de una válvula cualquiera para posteriormente montarlas directamente en un bloque). Es como el mecanismo de una válvula sin la carcasa, ya que el bloque en que se inserta hace la función de carcasa de la válvula.

Nuevamente se trata de un diseño especialmente indicado para la reducción de los elementos de montaje.

12 Accionadores

Los accionadores son los elementos que transforman la energía hidráulica, obtenida en la bomba y regulada y controlada por los distintos elementos de regulación y control, en energía mecánica capaz de desarrollar el movimiento y la fuerza deseadas para el trabajo a realizar.

Según sea el movimiento y trabajo que realicen, los actuadores se pueden agrupar en:

Lineales: cilindros

Rotativos: motores

12.1 Cilindros

Los cilindros son los actuadores que transforman la energía hidráulica en una fuerza lineal, y pueden ser:

12.1.1 Cilindros de simple efecto

En estos cilindros el fluido entra y sale por una sola cámara del mismo, mientras que el movimiento en sentido contrario se realiza por fuerzas externas al propio sistema hidráulico (gravedad o fuerzas mecánicas).

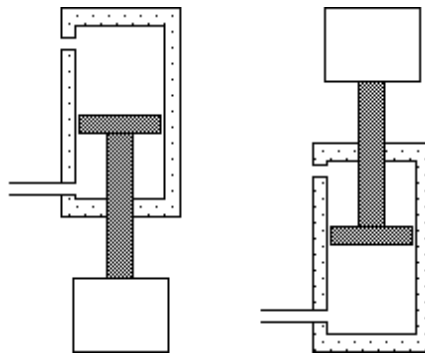


Fig. 12.1 Cilindros de simple efecto

La figura 12.1 muestra el funcionamiento de cilindros de simple efecto. Estos cilindros pueden también tener el retroceso por muelles, que a su vez pueden estar instalados interior o exteriormente al propio cilindro.

12.1.2 Cilindros de doble efecto

La figura 12.2 muestra un cilindro de doble efecto en el cual el desplazamiento en uno y otro sentido del vástago del cilindro se realiza por medio de la presión hidráulica.

El cilindro de doble efecto puede estar montado en cualquier posición o dirección ya que el retorno del mismo no se debe a ninguna acción ajena al mismo.

A pesar de que los cilindros de simple efecto son bastante utilizados, la mayoría de los cilindros de los sistemas hidráulicos son de doble efecto.

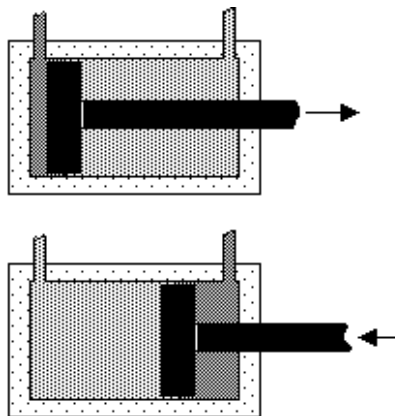


fig. 12.2 Cilindro de doble efecto

12.1.3 Cilindros de doble vástago

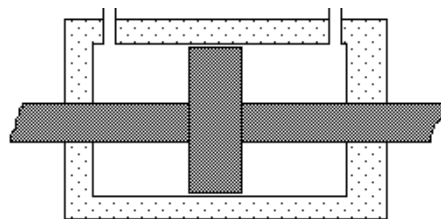


Fig. 12.3 Cilindro de doble vástago

Los cilindros de doble vástago, como muestra la figura 12.3, presentan la ventaja de que en ambas caras del pistón tienen las superficies idénticas, por lo cual pueden trabajar a iguales velocidades en ambas direcciones.

12.1.4 Cilindros ciegos

En estos cilindros (figura 12.4) el pistón y el émbolo tienen el mismo diámetro, y como no hay área diferencial entre los extremos del cilindro sólo se pueden presurizar por el extremo. Estos cilindros

ciegos son siempre de simple acción y se montan verticalmente. El peso de la carga hace retraer al cilindro. Normalmente son utilizados para desplazamientos muy cortos y cargas elevadas. Un ejemplo de estos cilindros es el gato hidráulico.

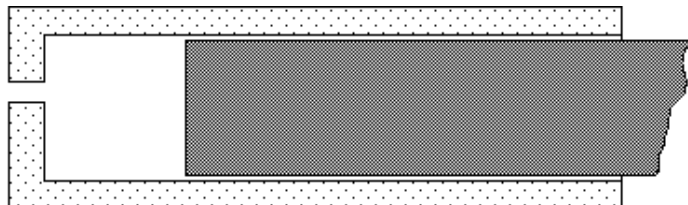


fig. 12.4 Cilindro ciego

12.1.5 Cilindros telescópicos

Cilindros, normalmente de simple acción, usados para largos desplazamientos y en equipos móviles (elevación de volquetes y camiones).

Los cilindros telescópicos tienen dos o más fases, también llamadas secciones o camisas que están construidas una dentro de la otra (fig. 12.5). Son usados para aplicaciones que requieran largas carreras y donde normalmente el espacio de montaje es limitado, por lo que su longitud, una vez elongado, puede superar varias veces su longitud cuando está retraído.

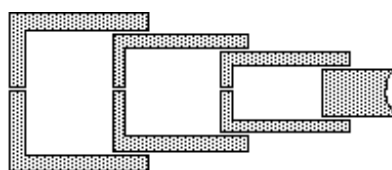


fig. 12.5 Cilindro telescópico

Estos cilindros tienen una fuerza inicial muy fuerte que disminuye a medida que van entrando en funcionamiento las distintas fases, ya que cada fase tiene una sección inferior a la anterior.

12.1.6 Cilindros de cable

Estos cilindros son de doble acción y particularmente usados en aplicaciones donde se requieran largas carreras y fuerzas relativamente bajas, y además deban funcionar y trabajar en espacios limitados.

A diferencia de los otros cilindros, en lugar de conectar el émbolo con un vástago se conecta a un cable que se enrolla en sendas poleas situadas a ambos extremos del cilindro. Así, el cilindro puede mover a través del cable una carga en sentido lineal ocupando una longitud total ligeramente superior al movimiento total de la carga (fig. 12.6).

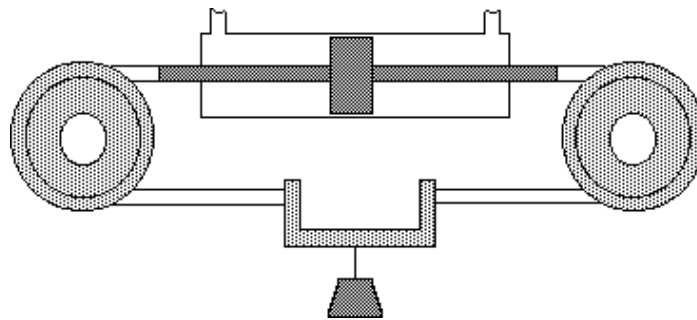


fig. 12.6 Cilindro de cable

12.1.7 Cilindros en tándem

Este tipo de cilindros (figura 12.7) consiste en dos cilindros montados en línea con los émbolos interconectados por un vástago común que permite convertirlos en cilindros de doble efecto.

La gran ventaja de los cilindros en tándem es que multiplican las fuerzas sin necesidad de incrementar las presiones de trabajo o la superficie del émbolo.

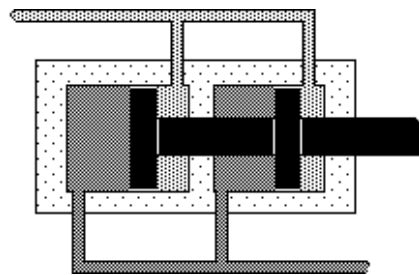


fig. 12.7 Cilindros en tándem

12.1.8 Cilindros multiplicadores de presión

Aunque su función no sea la de un accionador final se puede utilizar un cilindro como multiplicador de presión.

Al aplicar una determinada presión en la cara del pistón del cilindro, la presión resultante en la cara anular del mismo se verá incrementada en función de la diferencia de áreas:

$$P_1 \cdot (\pi \cdot R_1^2) = P_2 \cdot (\pi \cdot R_1^2 - \pi \cdot R_2^2)$$

Por ello, si se conecta la salida de la cara anular del cilindro a una línea de presión, se obtendrá una presión superior a la de entrada.

12.1.9 Cilindros rotativos

Se trata de un cilindro normal de simple o doble efecto en el cual el vástago tiene o está conectado a una superficie dentada o cremallera, que engrana sobre unos dientes que realizan un movimiento circular. Este tipo de cilindros iguales a los de doble efecto tienen la ventaja de poder desarrollar grandes fuerzas en sentido circular, así como de una gran precisión en el movimiento de giro.

En muchas aplicaciones se instalan dos cilindros opuestos para incrementar las fuerzas y reducir, por compensación, los esfuerzos laterales sobre el eje de giro.

12.2 Motores

Los motores hidráulicos son los elementos destinados a transformar la energía hidráulica en energía mecánica rotativa.

Los motores funcionan en forma inversa a la de las bombas. En éstos la presión y el caudal obligan al elemento impulsor a realizar un movimiento que se transforma en rotativo.

Existen tantos tipos de motores hidráulicos como de bombas, y en algunos casos pueden emplearse las bombas como motores (cuando éstos giran en un sólo sentido o cuando las bombas están especialmente diseñadas para ello).

En el caso de querer usar una bomba hidráulica como motor, y si éste debe girar en dos sentidos, se ha de incorporar un drenaje directo a tanque para eliminar la presión que se produce en el interior de la carcasa al convertirse la vía de retorno y de lubricación del retén (sin presión) en vía de admisión (presurizada). Además, se ha de verificar que, por su diseño, esta bomba resista presión en la que sería la línea de aspiración.

En todos los motores hidráulicos se recomienda que el drenaje se conecte directamente al depósito, sin pasar por otras líneas de retorno o por filtros que pudieran crear contrapresiones en el drenaje; y el consiguiente exceso de presión en el retén del eje.

12.2.1 Motores deslizantes

Además de los motores de pistones, paletas y engranajes (iguales a las bombas) existen los motores deslizantes, cuyo funcionamiento (fig. 12.8) recuerda al de un motor de paletas pero con una sola paleta.

El par desarrollado por estos motores viene determinado por la fórmula

$$M = [b \cdot (R^2 - r^2) \cdot \Delta P \cdot \eta] / 2$$

b = Ancho de motor

R = Radio del alojamiento

r = Radio del rotor

ΔP = Pérdida de presión

η = Rendimiento

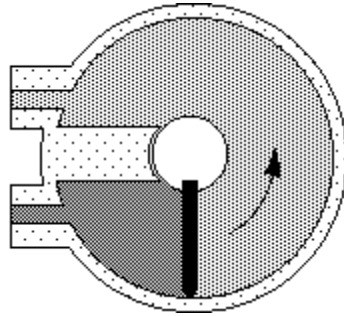


Fig. 12.8 Motor deslizante

Observando la figura se comprende fácilmente el funcionamiento de este tipo de motores.

Cuando el caudal entra por la zona más oscura, el eje se desplaza en el sentido de la flecha

13 Accesorios

Son muchos y muy diversos los accesorios que pueden incorporarse en un sistema hidráulico, tanto de funcionamiento hidráulico como accesorios mecánicos o eléctricos. En este capítulo se resumen algunos de los más usuales.

Se incluyen en este capítulo todos aquellos componentes de los sistemas oleohidráulicos con funciones de acondicionamiento, medición, control, etc.

13.1 Acumuladores

Son componentes destinados a almacenar fluido presurizado para liberarlo bajo demanda del sistema.

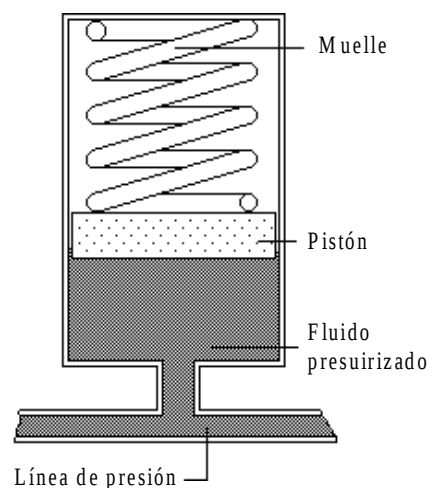


Fig. 13.1 Acumulador de muelle

Los acumuladores pueden funcionar mediante una fuerza mecánica (muelle) o por medio de un gas (generalmente nitrógeno) presurizado en el interior de un recipiente. Cuando el acumulador es mecánico (fig. 13.1), la separación entre el dispositivo presurizador y el fluido es similar a la del pistón de un cilindro. Cuando el elemento presurizado es un gas, éste se mantiene separado del fluido por medio de una membrana o vejiga de material elástico (fig. 13.2). Debido a la composición de esta membrana, se recomienda no usar este tipo de acumuladores en circuitos cuyas temperaturas de trabajo sean elevadas, ya que ello produce una rápida degradación del material de la membrana.

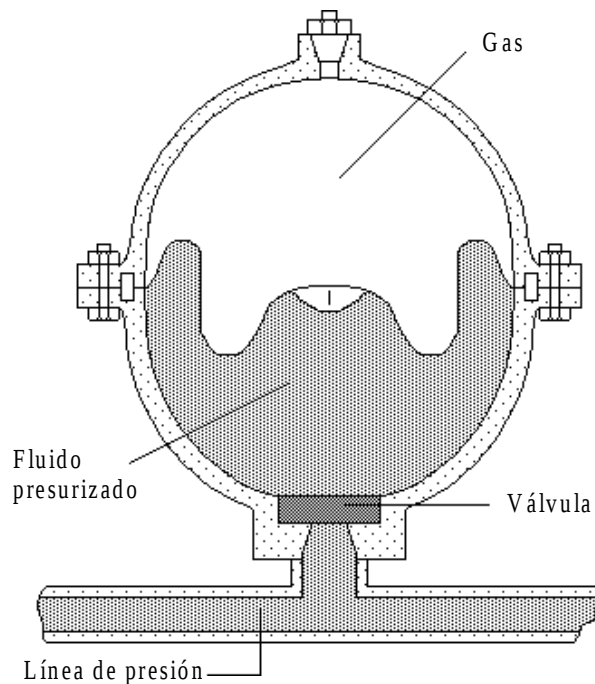


Fig. 13.2 Acumulador de gas

Debido a las múltiples funciones de los acumuladores, es recomendable su inclusión en cualquier circuito hidráulico.

En algunos sistemas de entibación se emplean como sistema de carga de los cilindros, en otros circuitos sencillos se emplean para absorber las puntas de presión y las vibraciones, mientras que en otros circuitos complejos se pueden emplear para:

- a) Proporcionar potencia auxiliar. Por ejemplo, en un sistema que accione cilindros, en alguna fase del ciclo la bomba puede estar descargando a tanque, mientras que en otra fase del ciclo se precisa un caudal suplementario para reducir los tiempos de la operación; en estos casos se incluye un acumulador que se carga durante el período del ciclo en que la bomba descarga a tanque, y que entra en funcionamiento, liberando su energía, cuando el sistema requiere más caudal en la otra parte del ciclo.
- b) Proporcionar potencia en caso de avería de la bomba. En algunos sistemas se incluye el acumulador como fuente de energía de reserva. Así por ejemplo, si se avería la bomba se dispone de una energía almacenada suficiente para completar el ciclo hasta el punto en que sea posible detener totalmente la máquina (ej. retraer totalmente el vástago de un cilindro).

c) Compensar las fugas en situaciones estáticas. En muchos circuitos se debe mantener un cilindro presurizado durante un largo período de tiempo (entibadores de minería, volquetes de camiones, prensas, etc.). En estos casos pueden existir pequeñas fugas a través de los retenes del cilindro que ocasionan la despresurización o la modificación de la expansión del cilindro; para estos casos el acumulador mantiene la presión de la línea del cilindro compensando las posibles fugas.

d) Reducir las puntas de presión. En todos los sistemas hidráulicos se crean puntas de presión por la apertura o cierre de las válvulas, efectos mecánicos sobre los accionadores, o simplemente por la frecuencia de las pulsaciones de las bombas. Los acumuladores absorben gran parte de estas puntas de presión, protegiendo así a los propios componentes del circuito.

13.2 Depósitos

El depósito de un sistema hidráulico es inicialmente el recipiente destinado a almacenar el fluido necesario para el funcionamiento normal del sistema; sin embargo, el depósito, debe también realizar otras funciones como la de facilitar la disipación del calor fluido, o la separación del aire que este pueda contener.

Todos los circuitos hidráulicos deben incluir uno o más depósitos, según las necesidades y el diseño del sistema. Entre otras características, el depósito debe:

A) Disponer de suficiente superficie para que el fluido caliente pueda, por convención, transferir su temperatura al ambiente que le rodea.

B) Almacenar un volumen de fluido relativamente grande, suficiente para que la velocidad de circulación de éste a su través sea tan baja que permita que los contaminantes de gran tamaño se sedimenten; además, debe permitir el almacenamiento de todo el fluido contenido en el interior del circuito, y que puede pasar al depósito durante una operación de mantenimiento.

C) Disponer de una cámara de aire que facilite la eliminación del aire disuelto en el fluido.

E) Ofrecer una superficie que permita el montaje de algunos de los componentes del sistema.

El depósito de un sistema hidráulico puede contener una cantidad de accesorios como son:

I- Indicador del nivel del fluido dentro del depósito; estos indicadores de nivel pueden ser ópticos o eléctricos (ver accesorios).

II- Indicador de la temperatura del fluido; estos termómetros también pueden ser ópticos o eléctricos con sistema automático de parada.

III- Baffles, separadores o tabiques internos para separar la cámara de retorno del fluido de la aspiración de la bomba y reducir así las posibilidades de cavitación de la bomba.

IV- Un tapón para el vaciado del depósito, otro para su llenado, y una tapa que al desmontarse permita la inspección del interior, así como el acceso al posible filtro de aspiración.

V- En depósitos no presurizados, un filtro de aire para evitar que al entrar éste, cuando desciende el nivel de fluido del interior, lo haga sin introducir consigo partículas contaminantes.

VI- Una válvula de seguridad para mantener la presión interna del depósito cuando éste está presurizado.

VII- Un intercambiador de calor para mantener el fluido a la temperatura correcta de trabajo, bien sea calentándolo, enfriándolo o ambas posibilidades.

Así mismo, el depósito suele ser el soporte físico de otros componentes del sistema hidráulico. En muchos casos los filtros de retorno, intercambiadores de calor, el mismo grupo motor-bomba e incluso los paneles de válvulas, se apoyan sobre la estructura del depósito, factores todos ellos muy importantes en el momento de calcular sus dimensiones y materiales.

El primer factor a considerar cuando se dimensiona el depósito es el de si éste va a formar o no parte de la máquina, ya que de ser así se deberá construir un depósito especial y de dimensiones adecuadas para poderlo incluir dentro de la propia máquina. Este caso es muy frecuente en maquinaria móvil y en máquinas herramientas.

El depósito integral presenta algunos problemas como son:

- Las disponibilidades de espacio pueden limitar el volumen reduciendo con ello la capacidad de éste de disipar la temperatura; en muchos casos se precisarán intercambiadores de calor externos.
- La forma irregular que pueda tener la distribución de baffles internos para que la circulación interna del fluido sea correcta.
- La cercanía de otros elementos (motor eléctrico) puede variar la capacidad de dispersión térmica.
- El acceso al depósito puede ser dificultoso debido a su situación en el conjunto de la máquina.
- Cuando se trate de un vehículo móvil, susceptible de sufrir inclinaciones, se ha de ubicar la situación de la aspiración de la bomba en un lugar que garantice que ésta no aspirará aire en los momentos de máxima inclinación del vehículo.

Estos y otros factores se han de considerar cuando se diseñe un depósito integrado dentro de una máquina; sin embargo, cuando el depósito es ajeno a la estructura de la máquina que acciona, los factores a tener en cuenta son más rutinarios.

No existe un depósito con forma normalizada: los prismas cuadrados o rectangulares tienen la mayor capacidad de transferencia de calor por unidad de volumen; sin embargo, los depósitos cilíndricos suelen ser de construcción más económica.

Aunque tampoco existen normas estrictas al respecto, se recomienda que la capacidad del depósito sea de dos a tres veces el caudal máximo por minuto de las bombas que de él aspiran.

Estos volúmenes sugeridos permiten normalmente que el fluido se renueve entre un ciclo y otro, por lo que se consigue la disipación del calor, la sedimentación de partículas de gran tamaño, y la eliminación de burbujas de aire que pueda contener el fluido.

13.3 Manómetros

Los manómetros son los aparatos destinados a medir la presión del fluido en una línea del sistema.

Existen diversos tipos de manómetros, aunque los más empleados son los circulares y con baño de glicerina. Éste tipo de manómetro está interiormente semilleno de glicerina que sirve para amortiguar los movimientos bruscos a que puede estar sometida la aguja indicadora.

La presión de la línea se transmite a través de una conducción hasta la entrada del manómetro. Allí, ésta presiona un mecanismo con un muelle (fig. 13.3). El desplazamiento del mecanismo, proporcional a la presión que recibe, se transmite mecánicamente hasta una aguja indicadora que señala en una escala graduada la presión de entrada. Existen también manómetros diferenciales, destinados a medir la diferencia de presión entre dos puntos determinados, en lugar de hacerlo mediante dos manómetros independientes.

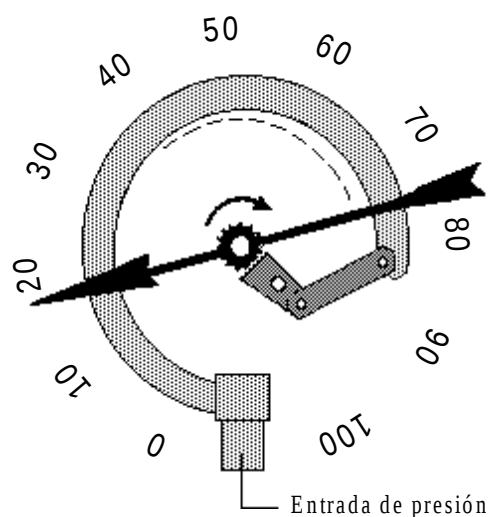


fig. 13.3 Manómetro

13.4 Caudalímetros

Son los elementos de medición de caudales. Existen dos tipos diferentes de caudalímetros según midan el caudal instantáneo (l/min.) o el caudal total (volumen). Existen dos modelos principales: en el más sencillo una pieza, generalmente cónica, colocada en un tubo vertical, sufre un empuje hacia arriba en función del caudal que circula por el interior del tubo. La altura que alcanza este cono es proporcional al caudal.

Cuando la línea en que se instala es de baja presión, el tubo puede ser de plástico transparente, pues permite la visión directa del cono; si la línea es de presión se instala un trasductor.

En el otro tipo de caudalímetros el funcionamiento es similar al de un motor hidráulico: el fluido pasa a su través haciéndolo girar a una velocidad proporcional al caudal de entrada; conectando un elemento sensor en el eje del mismo, se pueden medir las revoluciones por minuto (litros/minuto una vez transformados los valores), o las revoluciones totales (volumen total).

13.5 Filtros

Son los elementos acondicionadores del fluido que tienen como misión principal la de eliminar los contaminantes que éste arrastra. Los capítulos 14 y 15 están íntegramente dedicados a los filtros ya que la contaminación de los fluidos es una de las principales causas de averías de los sistemas hidráulicos.

13.6 Presostatos

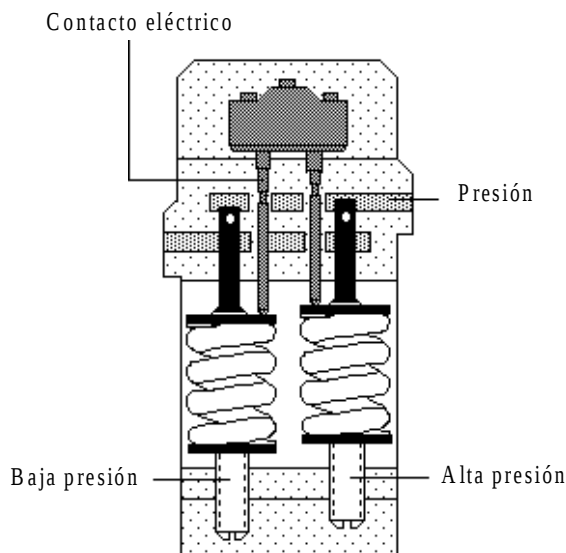


Fig. 13.4 Presostato

Básicamente se trata de interruptores eléctricos que abren o cierran un circuito eléctrico al alcanzar la presión a la que han sido tarados.

La figura 13.4 muestra un presostato de alta y baja presión, es decir, con dos contactos diferentes. En la posición reflejada en la figura, el presostato de baja (izquierda) mantiene los contactores unidos, permitiendo la continuidad eléctrica a su través, mientras que el de alta (derecha) tiene los contactores separados, es decir, mantiene el circuito eléctrico cerrado.

13.7 Vacuómetros

Otro elemento medidor de presiones en los sistemas hidráulicos son los vacuómetros, destinados a medir las presiones negativas o inferiores a la atmosférica (vacío). Su funcionamiento es similar al de los manómetros, y su medición suele leerse en unidades de vacío (mm de Hg).

En un sistema hidráulico el vacío puede aparecer en la línea de aspiración de la bomba, lo que originaría cavitación de la misma. También puede aparecer vacío en la línea de presión de motores hidráulicos que giren por causas mecánicas a mayor velocidad que la que le conferiría el caudal de fluido que recibe. Para evitar este segundo caso se deben intercalar válvulas de frenado en las vías del motor hidráulico.

13.8 Intercambiadores de calor

Son los elementos destinados a acondicionar la temperatura del fluido y pueden ser de tres tipos

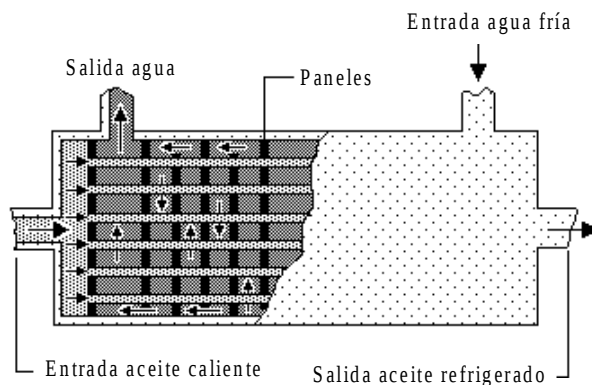


fig. 13.5 Intercambiador agua-aceite

13.8.1 Calentadores

Normalmente son resistencias eléctricas instaladas en el interior del depósito que calientan el fluido cuando su temperatura es inferior a la de funcionamiento normal y evitan los arranques a baja temperatura que, según el índice de viscosidad del fluido, podrían producir mal funcionamiento de algunos componentes, o imprecisión en los movimientos y posicionamientos de los actuadores. En circuitos de precisión como los ascensores y montacargas hidráulicos, se instala un calentador en el bloque de válvulas de regulación.

13.8.2 Enfriadores

De aplicación contraria a los anteriores, sirven para reducir la temperatura del fluido para mantenerla dentro de los límites de operatividad. En todos los sistemas hidráulicos, parte de la energía se transforma en calor debido a los estrangulamientos en los pasos de fluido; este calor puede incrementar la temperatura del fluido y de los componentes por encima de los valores máximos

aceptados por el fabricante, por ello es imprescindible disponer de un elemento capaz de reducir esta temperatura.

Los enfriadores pueden ser eléctricos (como los radiadores de los automóviles, con un ventilador eléctrico) o de agua, en los que se hace circular agua fría por el elemento refrigerador por el que también circula, en cámaras separadas, el fluido hidráulico.

13.8.3 Intercambiadores

Son los que aúnan las funciones de los enfriadores y los calentadores en un sólo elemento (fig. 13.5).

13.9 Bloques para válvulas

Como se ha visto anteriormente, todos los componentes de los sistemas hidráulicos tienen sus respectivos orificios o vías por los que circula el fluido. Cada una de estas vías se conecta mediante racores y tuberías a los restantes componentes del sistema.

Así, para un circuito con varias válvulas, se precisan gran cantidad de accesorios de montaje (racores, tuberías, manguitos, etc.); para reducir al máximo estos accesorios se diseñan bloques compactos sobre los que se instalan o se insertan las válvulas.

Estos bloques disponen de los orificios internos necesarios para intercomunicar los distintos puertos de las válvulas según las necesidades del sistema, así como de las superficies mecanizadas para el montaje de las propias válvulas.

13.10 Tuberías, mangueras, racores, juntas y retenes

Las tuberías, mangueras y racores son los accesorios necesarios para interconexionar los componentes del sistema. Son los componentes por los que circula el fluido (rígidos o flexibles), mientras que los racores y las bridas son los sistemas de unión de las tuberías y mangueras entre sí o con los restantes componentes.

Las juntas y los retenes son los sistemas de estanqueidad necesarios para evitar que el fluido, presurizado o no, salga del sistema. Este conjunto de accesorios merecen para sí un estudio muy especial, al igual que los filtros y los fluidos.

13.11 Fluidos

El fluido hidráulico es el único componente imprescindible del circuito, por ello se destinan los dos capítulos siguientes a su estudio

14 Importancia del fluido y tipos de fluidos hidráulicos

14.1 Historia

Cuando en 1653 Blas Pascal enunció su famoso principio utilizó agua como fluido transmisor.

Hasta la segunda década de este siglo, se siguió utilizando el agua, pero a partir de estas fechas, con los avances tecnológicos, se prescindió de ella, puesto que posee los graves inconvenientes de corrosividad, alto punto de congelación y bajo de ebullición, ausencia de poder lubricante y nulas propiedades antidesgaste y extrema presión. Fue entonces cuando irrumpieron en el mercado los aceites minerales.

En la Segunda Guerra Mundial aparecieron los aceites minerales inhibidos contra la oxidación y corrosión (tipo HL/R&O), con la consiguiente mayor duración tanto del fluido como del sistema. Posteriormente, con la aparición de las bombas de alta presión, con el fin de minimizar los problemas creados por el desgaste, surgió la necesidad de utilizar aceites aditivados contra las presiones: inicialmente se consiguieron unos aceptables resultados con los aceites de motor entonces disponibles. La tendencia a emulsionar agua y su elevado costo eran un fuerte *handicap*, por lo que se investigó sobre un fluido alternativo: nacieron de este modo los fluidos (aceites) extrema presión (HLP).

Paralela y posteriormente, con la utilización de sistemas hidráulicos en lugares con riesgo de incendio (minería, siderurgia, etc.) hubo que investigar en el campo de los fluidos sintéticos y de seguridad. Actualmente y gracias a la concienciación sobre la conservación del medio ambiente, empiezan a utilizarse fluidos hidráulicos biodegradables.

14.2 Tipos de fluidos hidráulicos

* ACEITES MINERALES

Procedentes de la destilación del petróleo.

* FLUIDOS ININFLAMABLES

- | | |
|--|--|
| <div style="border-left: 1px solid black; padding-left: 5px;"> A) AGUA GLICOL
 B) FLUIDOS SINTÉTICOS
 C) EMULSIONES AGUA - ACEITE
 D) EMULSIONES INVERSAS </div> | <div style="border-left: 1px solid black; padding-left: 5px;"> a) éster-fosfatos
 b) hidrocarburos clorados
 c) ésteres orgánicos </div> |
|--|--|

Los fluidos hidráulicos están basados, en la mayoría de los casos, en aceite mineral o en fluidos de síntesis con las convenientes aditivaciones. Éstos últimos se utilizan en condiciones particularmente difíciles o especiales, tales como en muy altas o bajas temperaturas, o bien si existe un fuerte riesgo de incendio o explosión en caso de fuga.

El cuadro anterior resume los principales tipos de fluidos empleados en sistemas oleohidráulicos.

Cada uno de estos fluidos tiene sus características y aplicaciones según refleja la tabla siguiente.

Aplicaciones Particular	Aplicaciones Específicas	Composición y propiedades	Simbl ISO-L	Aplicaciones típicas y comentarios
Hidroestática		ac. mineral sin aditar	HH	
		ac. mineral con aditivos antioxidantes y anticorrosivos	HL	
		ac. tipo HL con mejoradores de desgaste	HM	hidráulicos en general, incluidas altas presiones
		ac. tipo HL con mejorador de I.V.	HR	
		ac. tipo HM con mejorador de I.V.	HV	O.P., minería y marina
		Fluido sintético sin propiedades de resistencia al fuego	HS	poseen propiedades especiales
	Hidráulicos y guías	ac. tipo HM con aditivos anti <i>stick-slip</i>	HG	máquina herramienta
		emulsiones de aceite en agua	HFAE	normalmente contienen más del 80% de agua
		soluciones químicas en agua	HFAS	normalmente contienen más del 80% de agua
		emulsiones de agua en aceite	HFB	
		soluciones de polímeros en agua	HFC	menos del 80% de agua
		fluido sintético sin agua, basado en ésteres fosfóricos	HFDR	atención a su incidencia en la salud y el medio ambiente
		fluido sintético sin agua, basado en hidrocarburos clorados	HFDS	atención a su incidencia en la salud y el medio ambiente
		fluido sintético sin agua, basado en mezclas de HFDR y HFDS	HFDT	
		fluido sintético sin agua, basado en otros tipos de compuestos	HFDU	
Hidrocínética	Transmis. automáticas		HA	todavía en estudio
	Acoplamiento y convertidor de par		HN	todavía en estudio

La tabla anterior muestra los diferentes tipos de fluidos hidráulicos, clasificados por sus bases y propiedades particulares, según la norma ISO 6743/4 (clase L, parte 4, familia H -sistemas hidráulicos)

La tabla siguiente ofrece un resumen de compatibilidades entre los distintos fluidos hidráulicos y las juntas, los metales incompatibles, su capacidad de lubricación, su toxicidad e inflamabilidad y sus características de temperatura máxima, densidad relativa y coste comparativo entre ellos.

Para seleccionar la base se considerarán:

- La temperatura media de trabajo
- Picos de temperatura de operación
- Mínima temperatura de arrancada
- Posible contaminación con agua
- Ambientes corrosivos
- Riesgo de incendio
- Compatibilidad con las juntas
- Toxicidad

Las principales características que poseen las diferentes bases, para poder proceder a su correcta selección son:

14.2.1 Agua

Sus propiedades ya se han comentado anteriormente (nulo poder lubricante, bajo coste, elevada disponibilidad).

14.2.2 Aceite mineral

Los fluidos con base de aceite mineral son los más utilizados en aplicaciones hidráulicas. Los aceites minerales poseen una buena relación viscosidad/temperatura (índice de viscosidad), baja presión de vapor, poder refrigerante, una compresibilidad baja, inmiscibilidad con agua, de satisfactorias o excelentes cualidades de protección, y no requieren especial cuidado respecto a las juntas y pinturas normalmente utilizadas.

Si a esto se añade que su relación calidad/precio/rendimiento es muy buena, es fácilmente comprensible el éxito de su utilización.

14.2.3 Emulsión de aceite en agua

También denominada emulsión directa. Se trata de una emulsión de aceite (3 al 15%) en agua, que forma una especie de taladrina soluble.

Sus ventajas son que tiene un costo muy bajo y que posee excelentes propiedades de apagado de llama (*fire-resistant*), mientras que sus inconvenientes son: muy limitadas temperaturas de utilización, pobre resistencia de la película, dificultades con la corrosión, problemas de estabilidad de la emulsión y problemas de evaporación que modifican los porcentajes de la proporción.

14.2.4 Emulsión de agua en aceite

También denominada emulsión inversa o, abreviadamente W/O. Contienen del orden de un 40% de agua. Tiene excelentes propiedades de apagado de llama y un costo bajo/medio, pero: su temperatura de utilización es muy limitada, su poder lubricante medio, presenta problemas de evaporación de agua/estabilidad, y es un fluido no newtoniano.

14.2.5 Fluidos agua-glicol

Son mezclas en disolución del 20 al 45% de agua y etileno-propilen-glicol, con aditivos anticorrosivos y mejoradores antidesgaste.

Como ventajas presenta: buena relación viscosidad/temperatura, muy buenas propiedades de resistencia a la llama, excelente comportamiento a bajas temperaturas, y un costo que no es prohibitivo; y como inconvenientes: su temperatura de utilización está limitada por el agua, suele tener problemas de corrosión, presenta problemas de evaporación y separación de fases, y requiere frecuentes cuidados de mantenimiento.

14.2.6 Fluidos sintéticos no acuosos

Existe una amplia gama de productos de síntesis, de naturaleza muy diversa y que poseen unas características y propiedades muy diferentes.

La elección de estos tipos de fluidos deberá hacerse siempre de acuerdo con el fabricante de la máquina o sistema, teniendo en cuenta su alto precio, la posible reacción con juntas y materiales sellantes así como el ataque a pinturas y, en algunos casos, su influencia fisiológica y ecológica/medio-ambiental.

	aceite mineral	agua glicol	emulsión agua-aceite	éster- fosfato	ésteres orgánicos	hidrocarb. clorados
Juntas compatibles	vitón polisulfido nitrilo neopreno buna-n	buna-s y -n nitrilo neopreno butil-vitón goma natural	buna-s y -n nitrilo neopreno polisulfido vitón	vitón butilo silicona p.t.f.e. nylon	neopreno buna-n vitón silicona	vitón silicona teflón
Juntas incompatibles	goma natural butilo buna-s	polisulfido	goma natural butilo	neopreno nitrilo polisulfido buna-n buna-s	butilo	neopreno nitrilo polisulfido buna-n y -s butilo
Metales que corroe	ninguno	zinc cadmio magnesio	ninguno	ninguno	ninguno	cobre y aleaciones
Lubricación	excelente	aceptable	aceptable	buena	excelente	buena
Toxicidad	no tóxico	no tóxico	no tóxico	vapores tóxicos	no tóxico	pueden ser tóxicos
Ininflamabi- lidad	pobre	buena	buena	excelente	excelente	excelente
Temperatura máxima	90° C	50° C	50° C	90-140° C		65-260° C
Densidad relativa	1	1,25	1,20	1,30	1,06	1,65

15 Selección del fluido

Lo primero que se debe tener en cuenta a la hora de elegir un fluido hidráulico, es la misión que tiene que realizar, y sus características físico químicas.

15.1 Selección del fluido en función de su misión

15.1.1 Transmitir potencia

A este fin todos los fluidos serían válidos (excepto los gases por ser compresibles), siempre que su viscosidad sea la adecuada a la aplicación.

El capítulo anterior incluía los principales tipos de fluidos hidráulicos y sus ventajas e inconvenientes, así como la relación de aplicaciones recomendadas para cada uno de ellos.

Para cumplir esta misión el fluido deberá fluir fácilmente a través de los conductos internos de los componentes. Una resistencia excesiva a su circulación produciría considerables pérdidas de carga y consiguientemente un incremento en la potencia necesaria para el funcionamiento del equipo.

15.1.2 Lubricar el sistema

Esta es una de las principales misiones de fluido, y razón por la cual dejó de usarse agua para los circuitos hidráulicos.

La gráfica del capítulo anterior comparaba las características de la lubricación para cada tipo de fluido.

Se podría resumir que la lubricación es la capacidad del fluido de formar una película sobre las superficies, y hacer que esta película facilite el desplazamiento de esta superficie sobre otras, evitando en lo posible el contacto directo entre estas. En función de esta definición la lubricación puede ser:

a) Lubricación hidrostática: es aquella en que se presuriza el fluido para separar las superficies en movimiento, creando un cojín hidrostático entre ellas. Por ejemplo: el apoyo de la cabeza del pistón sobre el plato inclinado en las bombas de pistones (fig. 15.1).

b) Lubricación hidrodinámica: como en el caso anterior, la película de fluido tiende a mantener separadas las superficies, sólo que en este caso no lo hace por la presión aplicada sobre el mismo, sino por la presión generada por el movimiento (fuerza centrífuga) del mismo. Un

ejemplo es el de un cojinete en el cual el lubricante, gracias a la fuerza centrífuga producida por el giro de las superficies a lubricar, genera una presión que tiende a separar las superficies y a introducirse entre las mismas.

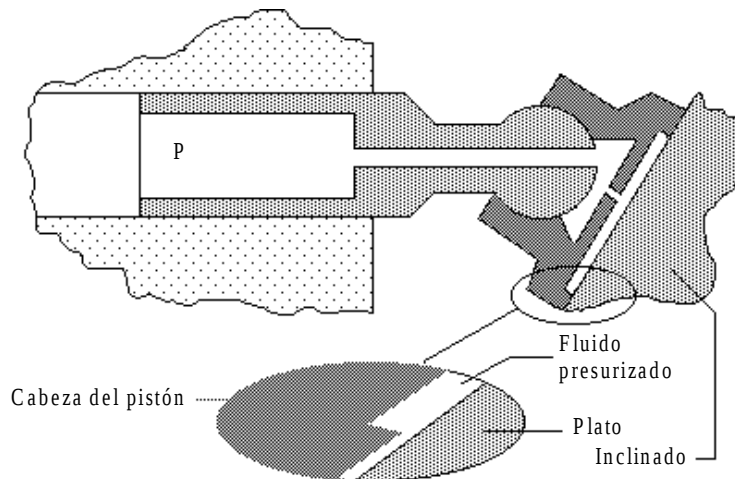


Fig. 15.1 Lubricación hidrostática

c) Lubricación untuosa: es la capacidad del fluido a mantenerse en contacto con las superficies sin necesidad de fuerzas externas. Este tipo de lubricación es muy importante en componentes que trabajen a muy bajas velocidades y en sistemas que estén parados durante largos períodos de tiempo ya que si la untuosidad del fluido es baja y con el tiempo este se desprende de las superficies, permitiendo el contacto entre estas al arrancar el circuito.

d) Lubricación extrema presión: es la capacidad del fluido a mantener la lubricación en aquellos casos en que hay contactos de las microcrestas de las superficies. Estos contactos (rozamientos) generan calor, que a su vez produce microsoldaduras entre las superficies (cuando éstas son muy notorias se produce el gripaje de las superficies en contacto). La lubricación en extrema presión es la que evita estos problemas, y se consigue aditivando el fluido con aditivos EP.

En el momento de la selección del fluido para una determinada aplicación se ha de distinguir la presión de trabajo del sistema con la aditivación extrema presión; así por ejemplo, un sistema trabajando a 250 kg/cm^2 con bombas y motores de engranajes no precisa aditivos EP, mientras que un sistema trabajando a 75 kg/cm^2 con bombas y motores de pistones sí precisará de un fluido EP.

15.1.3 Refrigerar

Es la capacidad del fluido de absorber el calor generado en determinados puntos del sistema para luego liberarlo al ambiente a través del depósito, manteniendo estable la temperatura del conjunto durante el normal funcionamiento del equipo.

15.1.4 Minimizar las fugas y las pérdidas de carga

En muchos puntos el fluido es el único elemento de estanqueidad entre las partes presurizadas y las no presurizadas del interior de un componente. En estos casos, la tolerancia mecánica de construcción y la viscosidad del propio fluido determinarán el nivel de fugas internas. La minimización de las pérdidas de carga ya se ha analizado.

15.1.5 Ser inerte a las juntas y sellantes

El fluido debe ser compatible con los elementos de estanqueidad que estén en contacto con él.

La mayoría de componentes hidráulicos tienen juntas internas de materiales cuya compatibilidad con el fluido debe ser determinada antes de la puesta en marcha del sistema; así pues este factor es importante en el momento de la selección de un fluido.

15.2 Selección del fluido según sus características

15.2.1 Factores de selección de la viscosidad

- a) El tipo de bomba: sobre los diferentes tipos de bombas ya se ha hablado anteriormente. En el siguiente cuadro se analiza su relación con las temperaturas y las viscosidades a utilizar.

Tipo de bomba	Grado ISO de viscosidad		
	32	46	68
Paletas	60° C	70° C	78° C
Pistones radiales	38° C	50° C	60° C
Pistones axiales	60° C	70° C	78° C
Engranajes	60° C	70° C	80° C

(*) Este cuadro ha sido tomado de las recomendaciones de Vickers.

- b) La temperatura de operación: la temperatura de operación es la que tiene el fluido al entrar en la bomba. Dependiendo del tipo de bomba y de la temperatura de operación se obtiene el cuadro de viscosidades anterior.

Al considerar esta tabla de elección de viscosidades, se debe tener presente que son mínimas. Por debajo de ellas, las pérdidas en el interior de las bombas afectarían a su eficacia.

15.2.2 La mínima temperatura de arranque

Una vez establecida la viscosidad necesaria en régimen de trabajo, se ha de considerar la temperatura mínima a la que el sistema puede entrar en funcionamiento, es decir, la temperatura mínima a la que el sistema se podrá poner en marcha.

En general un aceite mineral no debe utilizarse a una temperatura inferior a 10° C por encima de su punto de congelación. Es decir: si un aceite tiene de punto de congelación -30° C, no se utilizará a temperaturas inferiores a -20° C

La máxima viscosidad con la que puede actuar una bomba es un dato de gran interés, puesto que tiene por finalidad el evitar los problemas debidos al funcionamiento en vacío y de cavitación (se bombea aire), lo que provoca un rápido desgaste de la bomba.

Siendo que la viscosidad de un fluido aumenta al disminuir la temperatura, y conociendo la viscosidad y el índice de viscosidad del fluido a emplear, mediante el diagrama viscosidad-temperatura (viscograma), se puede llegar a determinar la temperatura mínima de arranque.

Todo lo cual remite a la siguiente tabla:

<i>Tipo de bomba</i>	<i>Viscosidad máxima 1 mm²/s = 1 cst</i>
Paletas	860
Pistones radiales	860
Pistones axiales	1300
Engranajes	6000

Estos parámetros son generales. Obvia decir que cada fabricante tiene sus especificaciones particulares a las que siempre se debe atender. También se debe considerar que en minería, las bombas utilizadas suelen tener una mayor capacidad de arranque con viscosidades mayores (del orden de unos 1600 mm²/s).

15.3 Selección de otras propiedades

Una vez seleccionado el tipo de fluido y su viscosidad, quedan por determinar otros factores del mismo que pudieran afectar al funcionamiento del sistema bajo determinadas condiciones de trabajo; así por ejemplo, deberá considerarse la presencia de aditivos EP, aditivos que contengan ditiofosfato de zinc, aditivos antioxidantes, mejoradores del índice de viscosidad, etc., factores todos ellos relacionados con los componentes del sistema y sus condiciones de trabajo.

16 Sistemas de filtración

Existen diversos tipos de filtros para aplicaciones en circuitos hidráulicos según su función, grado de filtración y volumen de aceite que filtran; sin embargo, la filtración se realiza por medio de uno o varios de los siguientes sistemas.

16.1 Filtro de aspiración

Elemento cuyo grado de filtración suele ser superior a 50 micras y que se coloca en la aspiración de la bomba para protegerla de las partículas de gran tamaño procedentes del depósito.

Este filtro provoca una resistencia al paso del fluido que puede crear problemas de cavitación en la bomba; de todas formas, su utilización es recomendable para evitar posibles fallos catastróficos de la bomba.

Como filtro de aspiración suelen usarse mallas metálicas y en aplicaciones especiales pueden instalarse filtros más finos, en cuyo caso deberá instalarse un vacuómetro en la entrada de la bomba y se protegerá la aspiración con una válvula *by-pass* tarada al 50% del vacío máximo de aspiración de la bomba. Esta válvula deberá permitir el paso del caudal máximo de la bomba con la mínima pérdida de carga, para el caso de obstrucción del filtro de aspiración.

Normalmente estos filtros se instalan en el interior del depósito, por lo que su accesibilidad para la limpieza y el mantenimiento es muy limitada. Por ello deberán sobredimensionarse para evitar su frecuente obstrucción.

Estos filtros deberán instalarse a un nivel tal que no le permita aspirar los lodos y posos sedimentados en el fondo del depósito, ni tampoco el aire del interior del depósito cuando baje el nivel del fluido.

El filtro de aspiración protege solamente a la bomba de fallos catastróficos, pero no protege a la bomba ni al resto del circuito de las partículas procedentes del depósito de tamaño inferior al de su malla, ni tampoco de las partículas generadas por la propia bomba.

Estos filtros no deberán incluir ningún captador magnético en su interior, salvo en los casos en que la circulación se realice pasando primero por el captador y posteriormente por el filtro. Este punto se ha de tener en cuenta ya que algunos fabricantes de equipos instalan filtros de aspiración fuera del depósito (en la línea de aspiración entre el depósito y la bomba), y ocasionalmente emplean para ello filtros diseñados para ser instalados en la línea de retorno y que incorporan captadores magnéticos en su interior.

16.2 Filtro de precarga

En circuitos donde la bomba sea muy sensible al contaminante, o en transmisiones hidrostáticas, se sustituye el filtro de aspiración por otro de mucho mejor grado de filtración. Para evitar los problemas de cavitación que podría ocasionar este filtro, se coloca entre este y el depósito una bomba (generalmente de engranajes internos), cuya misión es la de forzar el paso del fluido a través del filtro, garantizando así el caudal suficiente en la aspiración de la bomba, así como el grado de limpieza requerido en el fluido.

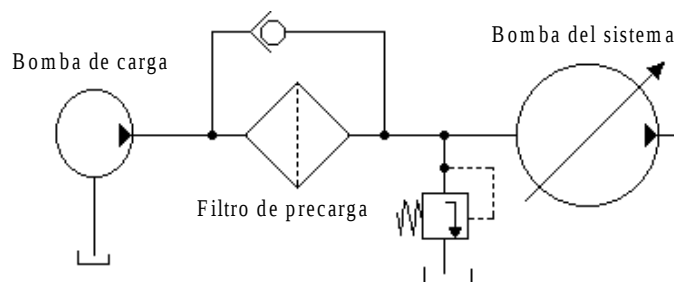


Fig. 16.1 Filtro de precarga

En este tipo instalaciones deberá incluirse una válvula de seguridad para evitar la sobrepresión en la aspiración de la bomba (fig. 16.1).

16.3 Filtro de presión

Colocado en la línea de presión del circuito, puede utilizarse para la protección general del circuito, (colocado a la salida de la bomba), o para la protección exclusiva de un elemento del circuito especialmente sensible al contaminante (por ejemplo una servoválvula). En este caso, el filtro se coloca inmediatamente antes del elemento a proteger.

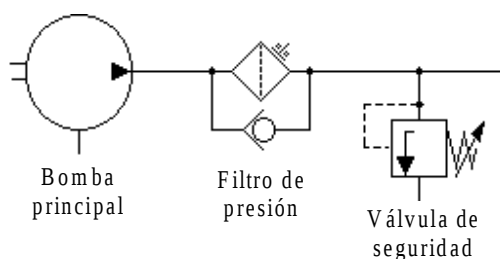


Fig. 16.2 Filtro de presión

La figura 16.2 muestra la primera opción de montaje del filtro de presión, es decir, a la salida de la bomba para la protección de todos los componentes (excepto la propia bomba). Es de gran eficacia en caso de avería de la bomba con generación de contaminante. Si el filtro incorpora su propia válvula *by-pass* con capacidad suficiente para el caudal máximo de la bomba, éste se podrá montar antes de la

válvula de seguridad del circuito. Si el filtro de presión no lleva su propia válvula *by-pass*, o el caudal máximo a través de ésta es inferior al máximo de la bomba, se deberá instalar el filtro de presión después de la válvula de seguridad.

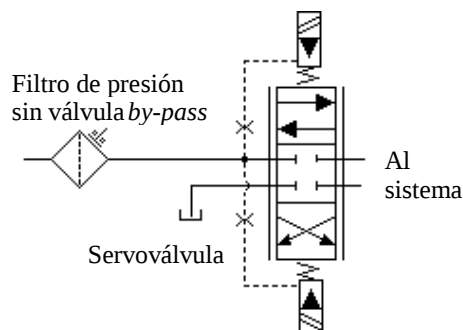


Fig. 16.3 Filtro de presión para protección de una servoválvula

La figura 16.3 esquematiza la instalación de un filtro de presión para la protección exclusiva de un elemento, en este caso una servoválvula.

En este segundo caso el filtro de presión no deberá incorporar válvula de *by-pass*; por ello se tendrá que instalar un cartucho capaz de soportar una presión diferencial igual a la del sistema.

16.4 Filtro en derivación

En sistemas con depósitos con gran volumen se puede instalar un grupo externo de filtración accionado por una bomba ajena al circuito principal.

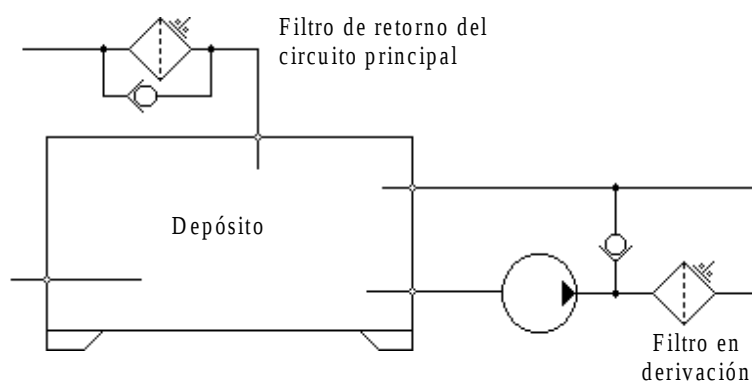


Fig. 16.4 Filtro en derivación

Este sistema auxiliar de filtración puede emplearse a partir de 600 litros de capacidad del depósito. La bomba debe suministrar como mínimo un caudal entre el 10% y el 25% del volumen total del depósito, y el grado de filtración del cartucho deberá ser igual o mejor que el del filtro más fino instalado en la máquina (fig. 16.4).

Algunas industrias con gran cantidad de equipos hidráulicos con depósitos pequeños (ej.: máquinas herramientas) utilizan filtros en derivación móviles que van acoplando a las máquinas según un programa de mantenimiento preventivo.

16.5 Filtro de aire

Instalado sobre el depósito y en los cilindros buzos, se emplea para retener las partículas suspendidas en el aire antes de que éste entre en contacto con el fluido.

En todos los depósitos se producen variaciones en el nivel del fluido en función del ciclo de llenado de los cilindros, fugas externas, etc., y al variar este nivel entra o sale aire del depósito (salvo en los depósitos herméticos presurizados con una vejiga, sistema principalmente empleado cuando la diferencia de volúmenes es mínima, lo que ocurre en las transmisiones hidrostáticas); el aire que entra deberá filtrarse para evitar la entrada de nuevos contaminantes al depósito. Este filtro deberá mantenerse elevado sobre el depósito ya que así se mejorará su grado de filtración al trabajar en seco.

Al igual que el filtro de aire de un coche, este filtro se deberá cambiar como mínimo dos veces por año, ya que si se colmatara produciría un vacío en el interior del depósito, y la consiguiente cavitación de la bomba.

16.6 Filtro de retorno

Se instala en casi todos los sistemas hidráulicos. Su misión principal es la filtración del fluido una vez ya ha circulado por los elementos y teóricamente arrastra consigo los contaminantes generados por el propio circuito (fig. 16.5).

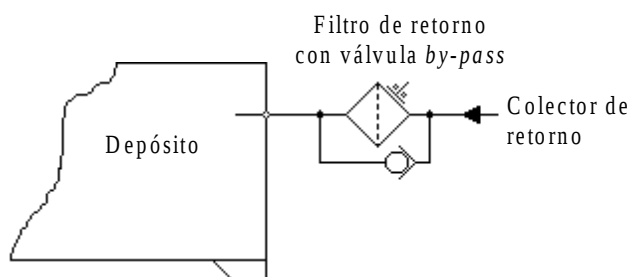


Fig. 16.5 Filtro de retorno

Este filtro debe instalarse en el colector de retorno para filtrar la totalidad del fluido que regresa al depósito, y normalmente se instalará antes del intercambiador de calor para beneficiarse del factor viscosidad.

Los drenajes de válvulas y motores retornan directamente para evitar que sufran posibles contrapresiones propias del colector principal de retorno. Considerando que estos caudales son muy bajos, no suelen filtrarse los drenajes.

16.7 Filtro de llenado

Es muy importante garantizar que el fluido nuevo que se introduce en el circuito esté filtrado; por ello deberá equiparse el sistema con un filtro de llenado. Existen varias soluciones opcionales como son el empleo de un grupo de trasiego y filtración para llenar los depósitos o el uso del propio filtro de retorno.

Actualmente la mayoría de sistemas hidráulicos están solamente protegidos de la ingresión de contaminante por el depósito con un filtro de aire y un tapón de llenado. El grado de filtración de este tapón de llenado no suele bajar de 60 μm , aunque en muchos casos dificulta tanto la operación de llenado que muchos usuarios lo eliminan.

16.8 Reciclado

Una vez finalizada la construcción del equipo hidráulico, y a pesar de haber tomado todas las precauciones para minimizar la cantidad de contaminantes originales, se deberá realizar un reciclado de todo el conjunto.

Para mayor efectividad del reciclado se deberá alcanzar un número Reynolds superior al que el componente debe resistir durante su trabajo normal, ya que la turbulencia y la cantidad de contaminante que se desprende son relativas al número Reynolds. Se obtendrán aún mayores resultados utilizando un aceite muy poco viscoso o un detergente o disolvente para el reciclado, es decir, un fluido con una viscosidad muy inferior a la que encontrará el elemento en su trabajo.

Un fluido con elevado peso específico incrementa también la turbulencia. El reciclado será todavía más efectivo si el fluido circula con pulsaciones y las tuberías se mueven o se hacen vibrar. Como esta operación es muy compleja sobre una máquina montada será necesario alcanzar la máxima velocidad del fluido y su máxima temperatura, para con ello incrementar el número de Reynolds.

Donde sea posible se utilizarán un filtro y una bomba externos al sistema. Este método permite usar una bomba de mayor caudal y un filtro de gran capacidad de retención; aunque aparezca la dificultad del acoplamiento de este grupo externo y la imposibilidad de hacer circular el fluido por todos los componentes de la máquina. Incluso utilizando para el reciclado un filtro que elimine todas las partículas de un tamaño preestablecido (filtración absoluta), se necesita la suficiente exposición o contacto entre el filtro y el fluido para eliminar la totalidad de estas partículas.

Un filtro basto alcanzará un nivel de contaminación estable más pobre que un filtro ultrafino y además necesitará más tiempo para alcanzarlo. Como mínimo el reciclado debe realizarse durante cinco ciclos completos de la máquina, y debe garantizarse la circulación del fluido por todos los componentes de la misma.

17 Diseño de circuitos

Una vez conocidas las aplicaciones de los sistemas hidráulicos, sus componentes, y alguna de las principales fórmulas para realizar los cálculos necesarios, se pueden empezar a diseñar los circuitos. El diseño de un circuito conlleva dos tareas primordiales: por una parte el cálculo y la definición concreta del componente en función de sus necesidades (presión, caudal, etc.), y por otra el dibujo o croquis del circuito.

Es importante considerar, durante el cálculo de los componentes, la disponibilidad de éstos en el mercado de componentes estandarizados. En la mayoría de ocasiones se tendrá que jugar con los valores variables del sistema para adaptarlos a los componentes que existen en el mercado. Por ello, una vez dibujado el sistema y definidos sus componentes, suele ser necesario rehacer los cálculos para adaptar al sistema los componentes estandarizados que mejor se adapten a las necesidades del mismo. Se ha de considerar que entre un elemento estandarizado (ej.: un cilindro) y otro de fabricación especial la diferencia en costes puede ser muy considerable.

Para el diseño de un circuito es imprescindible el conocimiento exacto de las necesidades y trabajos a realizar por los elementos accionadores (velocidades, fuerzas, tiempos, ciclos, etc.), así como las limitaciones (espacios, potencia disponible, tipo de energía, etc.). Con los datos de diseño, y con la ayuda de los símbolos (Anexo 1), se hace un croquis en el que se dibujan los elementos accionadores y los impulsores; a continuación se elabora una secuencia de los movimientos y trabajos a realizar.

Estos movimientos y trabajos o fases del ciclo ayudará a definir los componentes de regulación y control que se han de intercalar entre el accionador final y el elemento impulsor. Finalmente se añaden al croquis los accesorios del sistema.

Una vez realizado el croquis del circuito se numeran los componentes, y en una relación aparte se les da nombre y apellido: lo que en el croquis era una bomba debe definirse y concretarse en tipo, velocidad de funcionamiento, cilindrada, presión de trabajo, etc.; el cilindro debe definirse en función de su longitud de carrera, áreas, espesor de paredes, diámetro del vástago (para evitar pandeos), etc.; y así se hará con todos y cada uno de los componentes (tipo de conexión y montaje, escala de los indicadores, tipo de fluido, grado de filtración de los filtros, etc.).

17.0 Sistema para el accionamiento de un cilindro

Se trata de diseñar un circuito para el accionamiento de un cilindro vertical de una prensa. Inicialmente, para facilitar el sistema, sólo se suministran los datos correspondientes a esfuerzos, velocidades y componentes ya existentes:

- a) Se ha de desarrollar una fuerza de 14.000 kg en la prensada que se realiza en 20 s.
- b) A continuación se mantiene la pieza prensada durante otros 30 s.
- c) Seguidamente retrocede la prensa en 10 s hasta alcanzar su posición inicial; para realizar este movimiento debe vencer un peso de 5.350 kg.
- d) Finalmente la prensa se mantiene en reposo durante 15 s; es muy importante que se mantenga en esta posición ya que si bajase por propio peso podría lastimar al operario que está cambiando la pieza prensada por otra nueva.
- e) La longitud total a recorrer es de 150 cm.
- f) Se va a aprovechar un cilindro hidráulico de 1.600 mm. de carrera, con diámetro interior de 120 mm y 80 mm de diámetro de vástago.
- g) Se dispone de energía eléctrica suficiente y el accionamiento y la temporización se deberá realizar por medios eléctricos.

17.1 Croquis del sistema

En primer lugar se dibujan el elemento impulsor (una bomba accionada por un motor eléctrico) y los que posteriormente transformarán la energía hidráulica en mecánica (un cilindro) (fig. 17.1).

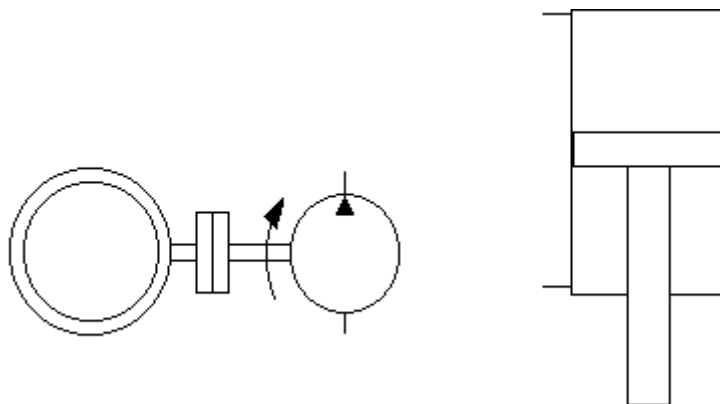


Fig. 17.1 Grupo motor-bomba y actuador

17.2 Ciclo de trabajo

Elaborar una tabla que disponga de todos los datos del ciclo de trabajo, y en la que, una vez realizados, se añadirán los datos de presiones y caudales necesarios para la realización de cada movimiento del ciclo.

<i>Movimiento</i>	<i>Tiempo (s)</i>	<i>Fuerza (kg)</i>	<i>Carrera (mm)</i>	<i>Presión (kg/cm²)</i>	<i>Caudal (l/min)</i>
Avance	20	14.000	1.500		
Reposo	30				
Retroceso	10	5.350	1.500		
Reposo	15				
Total	75				

17.3 Cálculo de los parámetros

Para completar los datos de la tabla anterior se han de calcular los parámetros de presión y caudal necesarios y, posteriormente, la potencia necesaria para el accionamiento de la bomba.

17.3.1 Presiones

Presión necesaria para ejercer una fuerza de 14.000 kg:

$$P = \text{fuerza} / \text{superficie} = 14.000 / (\pi \cdot R^2) = 14.000 / (3,14 \cdot 6^2) = 123,9 \text{ kg/cm}^2$$

Presión necesaria para el retorno, venciendo una fuerza de 5.350 kg:

$$P = 5.350 / \text{superficie anular} = 5.350 / (\pi R^2 - \pi r^2) = 5.350 / 62,8 = 85,2 \text{ kg/cm}^2$$

La bomba deberá ser capaz de inferir al sistema una presión de 123,9 kg/cm² (más pérdidas de carga) por lo que se debe usar una bomba de 150 kg/cm² de presión de trabajo.

17.3.2 Caudales

Si el área del cilindro es de $\pi \cdot R^2 = 113,04 \text{ cm}^2$, cada centímetro de avance requerirá 113,04 cm³ de fluido. Así para desplazarse 1.500 mm (1ª fase), se necesitarán $113,04 \cdot 150 = 16.956 \text{ cc} = 16,96 \text{ lts}$.

Como este desplazamiento se realiza en sólo 20 s, la bomba deberá suministrar un caudal mínimo de 17 lts en 20 s o de 51 lts/minuto.

Para recorrer 1.500 mm en 10 s (3ª fase): el área anular del cilindro es $\pi \cdot R^2 - \pi r^2 = 62,8 \text{ cm}^2$; el volumen necesario para realizar un metro y medio de carrera será $\text{área} \cdot \text{longitud} = 62,8 \text{ cm}^2 \cdot 150 \text{ cm} = 9.420 \text{ cc}$. o 9,4 litros; como este volumen se necesita en 10", en un minuto la bomba deberá suministrar $9,4 \cdot 6 = 56,52 \text{ lts/min}$.

El caudal en las dos fases de movimiento no es el mismo; por ello se debe utilizar una bomba capaz de satisfacer las necesidades del caudal máximo, e incluir un regulador (limitador) de caudal para reducirlo durante la fase de avance. Para que este regulador sólo funcione en la fase de avance se colocará en la vía de entrada del cilindro por la parte anular, y se complementará con una válvula que permita el libre paso del fluido en sentido contrario, ya que de no ser así también limitaría el flujo en la fase de retroceso (limitador de caudal con antirretorno).

Sea cual sea el tipo de bomba a utilizar, ésta será accionada por un motor eléctrico a 1450 r.p.m., por lo que la cilindrada de la bomba será:

$$\text{caudal máx.} / \text{velocidad} = 56,6 / 1.450 = 0.039 \text{ l/rev} = 39 \text{ cm}^3/\text{rev}$$

Ésta sería la cilindrada teórica; sin embargo, las bombas tienen un rendimiento volumétrico que se puede estimar en el 90%, por lo que la cilindrada necesaria para suministrar el caudal requerido será de: $39 / 0,9 = 43,3 \text{ cm}^3/\text{rev}$.

Si no existiese una bomba con esta cilindrada se deberá instalar una de mayor cilindrada y añadir al sistema otro limitador de caudal.

17.3.3 Motor eléctrico

La potencia del motor eléctrico necesario para el accionamiento de la bomba se calcula según la fórmula:

$$N = (P \cdot Q) / \eta_{\text{total}}$$

para este caso se han de realizar dos cálculos, el de la potencia absorbida en el avance y la del retroceso

$$\text{avance} = 17,56 \text{ CV}$$

$$\text{retroceso} = 13,49 \text{ CV.}$$

Así pues, el motor eléctrico deberá tener un mínimo de 18 CV.

17.4 Completar la tabla del ciclo de trabajo

Actualización, con los parámetros obtenidos, del cuadro del ciclo de trabajo.

<i>Movimiento</i>	<i>Tiempo (sg)</i>	<i>Fuerza (kg)</i>	<i>Carrera (mm)</i>	<i>Presión (kg/cm²)</i>	<i>Caudal (l/min)</i>
Avance	20	14.000	1.500	124	51
Reposo	30	14.000	0	124	0
Retroceso	10	5.350	1.500	85	57
Reposo	15	5.350	0	85	0
Total	75			124	57

17.5 Definir el elemento direccional

Se usará una válvula direccional de 4 vías y de accionamiento eléctrico. Se han de definir las posiciones de esta válvula, es decir, escoger si será de dos posiciones (avance y retroceso), o de tres posiciones (avance, reposo y retroceso). En este último caso, se tendrá que definir el flujo interno del fluido en la posición de reposo para que nos garantice la máxima seguridad mientras el cilindro se halle en la parte alta.

a) Dos posiciones



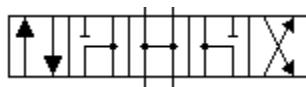
En la posición derecha se realiza la primera fase del ciclo (descenso) y se mantiene la prensada durante la segunda fase. En la posición izquierda se realiza la fase de retroceso y se mantiene el cilindro en retroceso durante el reposo de cambio de pieza. Este funcionamiento implicaría un gran consumo de energía durante las fases de reposo ya que la bomba bombearía el caudal a la presión de taraje de la válvula de seguridad, y éste se descargaría a través de esta válvula, produciendo un calentamiento del fluido.

b) Tres posiciones



En la posición izquierda se realiza la primera fase, en la derecha se realiza el retroceso, y en la posición central se realizan las fases de reposo, manteniendo el cilindro en su posición (teórica ya que hay fugas internas) gracias al tipo de corredera seleccionada.

Este diseño presenta el problema de las fugas internas, tanto de la corredera como del propio cilindro, que podrían representar una pérdida de presión durante el reposo en prensada (2ª fase) o una descenso del vástago durante el reposo de la última fase; sin embargo, y como ya se verá, existen soluciones hidráulicas a casi todos los problemas.



NOTA: Al decidir la corredera del distribuidor, se han de tener en cuenta las distintas posiciones intermedias de la corredera, ya que podrían dar lugar a golpes de ariete u otros funcionamientos anómalos del sistema. Las posiciones intermedias de las correderas las facilita el fabricante, y podrían ser similares a las del dibujo anterior.

17.6 Elementos de regulación y control

Incluir en el croquis los elementos de regulación y control, que en este caso serán el distribuidor para dirigir el caudal a una u otra cámara del cilindro y una válvula de seguridad (necesaria en todos los circuitos) para limitar la presión de trabajo (fig. 17.2).

Posteriormente, y según el tipo de bomba que se seleccione, se deberán añadir otros elementos de regulación de caudal para conseguir las velocidades correctas en cada ciclo.

17.7 Resto de los componentes

Completar el croquis con los restantes elementos necesarios para el funcionamiento y mantenimiento del sistema: depósito de aceite con sus accesorios, manómetro de presión, filtros, etc.

Como medida de seguridad, para evitar el desplazamiento del cilindro en la fase de reposo, se debe intercalar una válvula de antirretorno pilotada (aunque no evitará el desplazamiento producido por las posibles fugas internas del cilindro) (fig. 17.3)

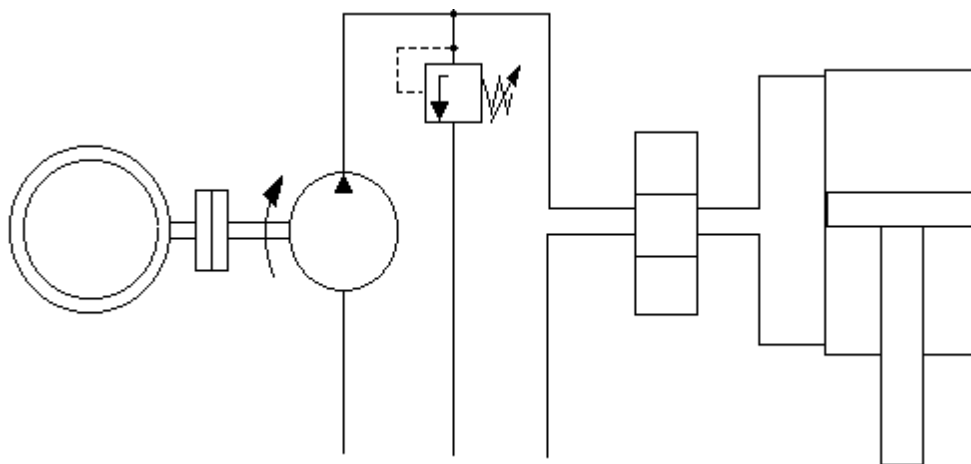


Fig. 17.2 Interconexionado de elementos

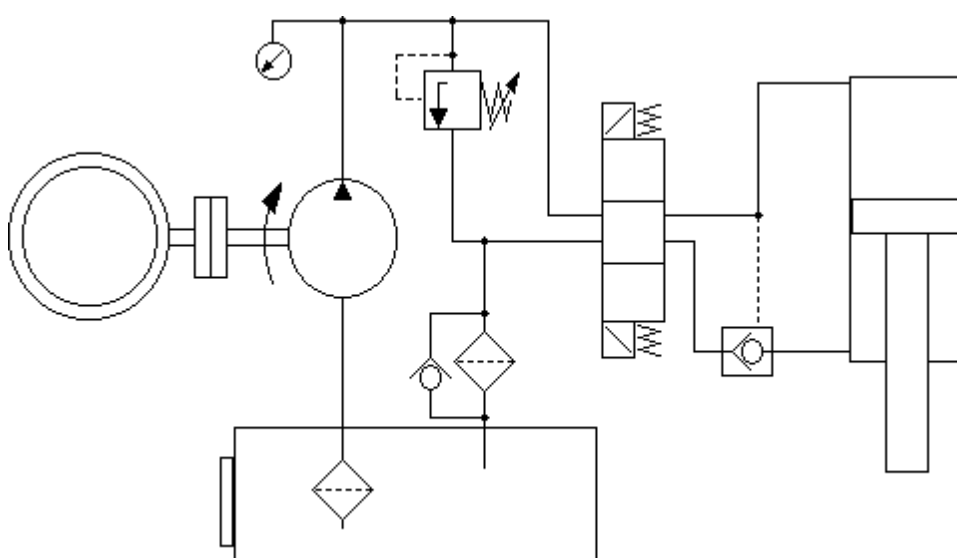


Fig. 17.3 Inclusión de reguladores y accesorios

17.8 Dimensionado de los componentes

Una vez dibujados los componentes deben dimensionarse (capacidad del depósito, diámetro de tuberías, grado de filtración, tipo de fluido, etc.).

Para el dimensionado de los componentes se debe disponer de los parámetros calculados anteriormente (presiones y caudales), a los que se ha de añadir el cálculo de los caudales de retorno, para el correcto dimensionado de las tuberías, filtros de retorno e intercambiadores (esta operación es imprescindible en todos los sistemas que dispongan de cilindros).

Mientras la bomba está suministrando un caudal de 51 l/min para realizar el avance del cilindro, el fluido contenido en la cámara anular sale hacia el depósito, y su caudal de retorno será proporcional a la relación de las áreas del cilindro (113,04 cm² y 62,8 cm²), por lo que el caudal de salida será:

$$113,04 / 62,8 = 51 / x, \text{ de donde } x = 28,33 \text{ l/min}$$

Pero cuando se realiza el retroceso el caudal de salida por la cámara del pistón será:

$$62,8 / 113,04 = 57 / x, \text{ de donde } x = 102,6 \text{ l/min}$$

En este caso el caudal de retorno no es muy elevado, pero en sistemas con muchos cilindros y elevada relación de áreas o con acumuladores que descargan al depósito, se han de calcular los caudales máximos de la línea de retorno para el correcto dimensionado de los elementos situados en esta línea.

Existen tablas que facilitan el dimensionado de las tuberías de aspiración, presión y retorno en función de los caudales que por ellas circulan, que indican además las pérdidas de carga por metro lineal de tubería o en los codos que se instalen. Estas tablas están basadas en diferencia de pérdida de carga según que la circulación dentro de la tubería sea laminar o turbulenta, hecho que viene definido por el número de Reynolds.

El volumen total del depósito suele ser igual o superior a tres veces el caudal máximo del sistema, bien sea el de la bomba o el de retorno. En este ejemplo el depósito debería ser de $103 \cdot 3$, o sea, de unos 300 litros (se deberá buscar el tamaño estandarizado igual o superior a éste). A pesar de ello, y según la opción de bomba que se seleccione, se deberá sobredimensionar aún más el depósito para una mejor disipación del calor.

El grado de filtración del filtro de retorno se estudia en los capítulos dedicados a la filtración. En este caso, y considerando la presión de trabajo y las tolerancias internas de los componentes, sería suficiente un filtro de retorno de 25 micras absolutas.

El grado de filtración del filtro de aspiración vendrá definido como requisito por el propio fabricante de la bomba.

El tipo de fluido hidráulico y su viscosidad se estudian en el capítulo dedicado a los fluidos hidráulicos; en este caso concreto se tendrá que considerar si se precisa un fluido hidráulico normal, resistente al fuego, biodegradable, con elevado índice de viscosidad (según el ambiente de trabajo y/o la precisión del mismo). La selección de la viscosidad del fluido se hará en función de las temperaturas ambientales y de trabajo, y también se estudia en el capítulo de fluidos hidráulicos.

En este ejemplo, y al tratarse de un sistema pequeño, el grupo motor-bomba y la mayoría de los elementos de regulación y control se podrían instalar encima del depósito, por lo que no hará falta una llave de paso entre el depósito y la bomba, pero sí será necesario dimensionar el depósito para que resista el peso y las vibraciones de la bomba.

En un sistema tan simple los componentes suelen seleccionarse para montaje en tubería (el más sencillo y económico). En sistemas más complejos se deberá seleccionar entre montaje en panel o sobre bloques de válvulas.

Los diámetros de las tuberías indicarán el tipo de conexiones y racores necesarios y también el de las válvulas a emplear, si bien será recomendable comprobar si la válvula (del tamaño definido por el diámetro de la tubería) permite holgadamente el paso del caudal. Esto deberá comprobarse en la información técnica que facilita el fabricante de cada válvula.

Una vez determinados todos los componentes se puede completar tanto el croquis del sistema (figura 17.4), como el cajetín con las referencias de cada uno de los componentes.

En este croquis se puede observar que la corredera de la electroválvula tiene, en su posición de reposo, las vías A y B conectadas al tanque. Esto es así ya que si la línea A no se conectase al tanque ésta podría quedar lo suficientemente presurizada como para pilotar el antirretorno de la línea B. La selección de esta corredera implicará la inclusión de un sistema de *venting* o puesta en vacío durante las fases de reposo; de no ser así, en estas fases, todo el caudal de la bomba descargaría a través de la válvula de seguridad a la presión de trabajo, produciéndose un elevado consumo de energía y un calentamiento del fluido.

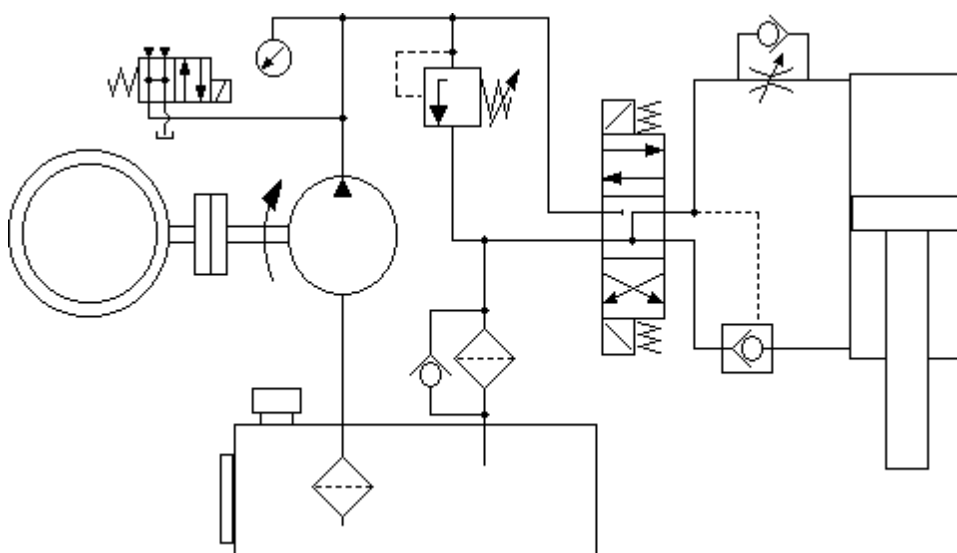


Fig. 17.4 Croquis final

Como la previsión inicial es la de instalar una bomba de caudal fijo, colocaremos un regulador de caudal en la línea de entrada de la sección del pistón del cilindro. Este regulador deberá disponer de un antirretorno para agilizar la operación de retroceso del cilindro.

A la lista siguiente se le añadirán tantos componentes como sean necesarios para la fabricación del sistema, y se le dará a cada componente una referencia de catálogo que identifique el fabricante y el código de la pieza; en caso necesario se puede utilizar este mismo cajetín para el estudio económico

del sistema, añadiendo otra columna con el precio de los componentes, y sin olvidar añadir, al final, el coste de los elementos de ensamblaje (racores y tuberías), el decapado y reciclado del sistema, la pintura del conjunto y las horas previstas para el montaje y las pruebas.

<i>ref.</i>	<i>denominación</i>	<i>catálogo</i>	<i>cantidad</i>	<i>observaciones</i>
1	motor eléctrico		1	20 CV
2	campana unión		1	
3	acoplamiento elástico		1	
4	bomba de engranajes		1	60 l/min
5	válvula de seguridad		1	
6	válvula de <i>venting</i>			
7	aislador de manómetro		1	
8	manómetro		1	0-200 kg/cm ²
9	distribuidor eléctrico		1	
10	regulador de caudal con antirretorno		1	
11	antirretorno pilotado		1	
12	filtro de retorno		1	
13	filtro de aspiración		1	
14	depósito		1	300 l
15	filtro de aire		1	
16	nivel con termómetro		1	

17.9 Otras opciones

El sistema y los componentes definidos para el mismo son los más simples para la realización del trabajo requerido, pero existen otras posibilidades con relación a la bomba.

17.9.1 Acumulador

Usar una bomba de menor cilindrada y un acumulador que se cargaría durante las fases de reposo, manteniendo también la presión de reposo sobre el cilindro, y se descargaría en el retorno para, sumando su caudal al de la propia bomba, conseguir el caudal suficiente para realizar el movimiento en el tiempo requerido.

A) Presiones: las mismas

B) Caudales: el de la velocidad de avance (51 l/min)

El acumulador deberá cargarse, como mínimo, con la cantidad de fluido que, sumada al caudal de la bomba, sea suficiente para realizar el movimiento de retorno en el tiempo requerido.

En este caso, y debido a la poca diferencia de caudales necesarios para ambos ciclos, esta opción no resultaría económicamente rentable debido a la cantidad de nuevos elementos que se incorporarían al sistema, del que sólo se eliminaría el regulador de caudal.

C) Motor eléctrico

Con esta opción la presión y el caudal para el avance son los mismos; por ello la potencia necesaria será la misma del ejemplo inicial.

D) Diferencias

Se incluyen un acumulador, una válvula de aislamiento, una electroválvula para la carga mientras que por otro lado se reduce el tamaño de la bomba y se elimina el regulador de caudal.

17.9.2 Bomba doble

Usar una bomba doble en la que un caudal servirá para lograr la velocidad y presión de avance, y la suma de los dos caudales para conseguir la velocidad de retroceso.

A) Presiones: las mismas

B) Caudales: los mismos, pero ahora los suministrarán dos bombas: una de 51 l/min. para el avance y otra de 6 l/min que sumada a la anterior darán el caudal de 57 l/min. necesario para conseguir la velocidad de retroceso

C) Motor eléctrico: el mismo

D) Diferencias: se elimina el regulador de caudal y se reduce la laminación del fluido durante la prensada.

Al igual que en la opción anterior, la diferencia de caudales es tan poco significativa que no resulta conveniente la opción de la bomba doble.

17.9.3 Bomba de caudal variable

Otra posible opción sería la sustitución de la bomba por una bomba de caudal variable que ahorraría además la válvula limitadora de caudal.

A) Presiones: las mismas

B) Caudales: los mismos

C) Motor eléctrico: el mismo

D) Diferencias: se elimina la válvula reguladora de caudal ya que éste vendrá regulado por la propia bomba; se elimina el *venting*.

Al igual que en las anteriores opciones, la diferencia de caudales es demasiado reducida como para rentabilizar esta alternativa (fig. 17.5); la bomba de caudal variable y su sistema de control son muchísimo más caros que la bomba de caudal fijo y el regulador de caudal, incluso si se tuviera que incorporar un intercambiador de calor.

La selección, entre el sistema diseñado originalmente y cualquiera de estas tres opciones, se hará en función de factores como el ahorro de energía, el coste de cada opción, la fiabilidad de las mismas, etc.

Es decir, para este primer ejemplo, el más sencillo, se plantean cuatro alternativas diferentes a la hora de seleccionar la bomba.

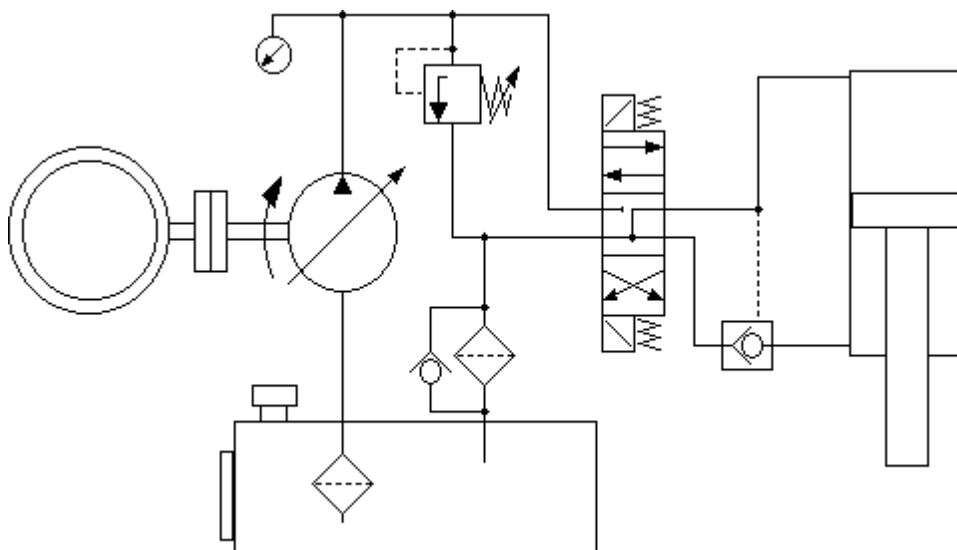


Fig. 17.5 Circuito con bomba de caudal variable

Otra opción o accesorio que podría incluirse en el circuito sería un presostato en la línea de prensada.

Una vez analizadas todas las posibles opciones, tanto de bombas como de válvulas y accesorios, sólo falta completar el croquis del circuito y el cajetín con la relación de sus componentes.

En este punto es interesante disponer de los catálogos de los distintos componentes de elementos hidráulicos para poder seleccionar cada componente en función de las necesidades del sistema y no en función de la disponibilidad de un fabricante concreto.

18 Circuito de dos cilindros

Se trata de complementar la prensa diseñada anteriormente con otro cilindro.

Este nuevo cilindro tendría una carrera de 500 mm y una fuerza suficiente para desplazar horizontalmente la pieza prensada anteriormente (5.600 kg). Al igual que en el diseño anterior, realizaremos los siguientes pasos:

18.1 Croquis del sistema

Una bomba y dos cilindros, el vertical de la prensa ya definido y el horizontal para el desplazamiento de la pieza prensada (fig. 18.1).

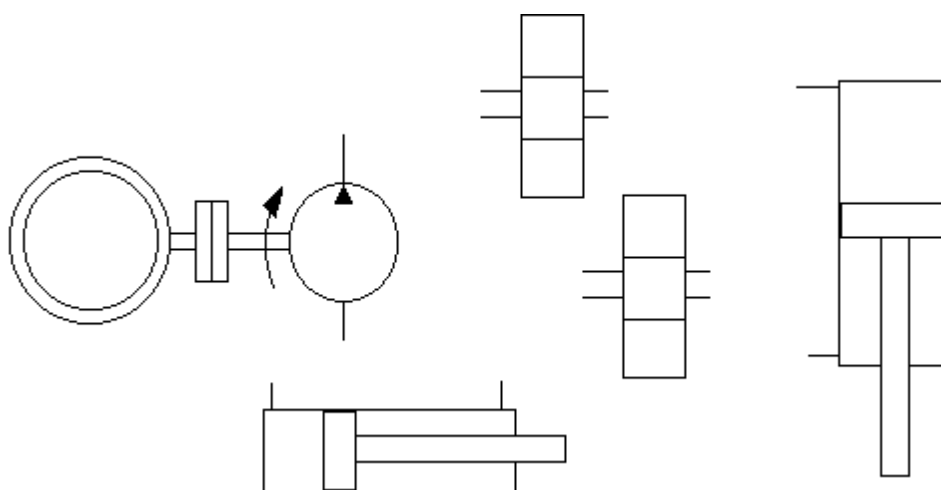


Fig. 18.1 Grupo motor-bomba y accionadores

18.2 Ciclo de trabajo

A = Cilindro vertical

B = Cilindro horizontal

Movimiento		Tiempo (sg)	Fuerza (kg)	Carrera (mm)	Presión (kg/cm ²)	Caudal (l/min)
Avance	A	20	14.000	1.500	124	51
Reposo	B			0	0	0
Reposo	A	30	14.000	0	124	0
Reposo	B			0	0	0
Retroceso	A	10	5.350	1.500	85	57
Reposo	B			0	0	
Reposo	A	15		0	0	
Avance	B	5	5.600	500		
Reposo	A	20		0	0	
Reposo	B			0	0	
Reposo	A			0	0	
Retroceso	B	5	2.200	500		
Máximos y totales		100				

18.3 Cálculo de los parámetros

En este caso no se utiliza un cilindro ya predeterminado sino que se ha de buscar alguno estandarizado (o de fabricación especial) para este trabajo. Lo que sí se conoce y se debe aprovechar son los parámetros de presiones y caudales del sistema principal.

Se dispone, pues, de una bomba de 57 l/min y una válvula de seguridad tarada a 125 kg/cm². Para desarrollar una fuerza de 5.600 kg a partir de una presión de 125 kg/cm² será necesaria una superficie de:

$$\text{Área} = \text{Fuerza} / \text{Presión} = 45 \text{ cm}^2,$$

que equivale a un diámetro del pistón de:

$$\Phi = (45 / \pi) \cdot 2 = 3,8 \text{ cm.}$$

Imaginemos que la medida estandarizada más cercana es de 5 cm (50 mm), correspondiente a un cilindro de 100 mm de Φ de pistón y 50 mm de Φ de vástago. En este punto se tendrá que calcular si el vástago (de sólo 40 mm) sufrirá pandeo (se doblará) por efecto de la fuerza que debe transmitir. Para ello se utilizará la formula del anexo 2 sobre pandeo del vástago de un cilindro. En este caso no sufriría pandeo, pero de ser así se tendría que buscar otro cilindro de mayor diámetro y reducir la presión de trabajo.

Los parámetros del sistema secundario serían:

18.3.1 Presiones

Presión necesaria para el avance:

$$P = (\text{fuerza} / \text{superficie}) = (5.600) / (\pi \cdot R^2) = 5.600 / 28,3 = 71,3 \text{ kg/cm}^2$$

Presión necesaria para el retroceso:

$$(2.200) / (\pi R^2 - \pi r^2) = (2.200) / (78,6 - 19,6) = 37,4 \text{ kg/cm}^2$$

Presión máxima del sistema: 71,3 kg/cm²

18.3.2 Caudales

Para avanzar 500 mm en 5 s:

$$\text{Volumen} = \text{Área} \cdot \text{Carrera} = 78,6 \cdot 50 = 3.930 \text{ cm}^3 = 3,9 \text{ l}$$

$$\text{Caudal} = \text{Volumen} / \text{Tiempo} = 3,9 / (5/60) = 46,8 \text{ l/min}$$

Para retroceder 500 mm en 5 s:

$$\text{Volumen} = (78,6 - 19,6) \cdot 50 = 2.950 \text{ cm}^3 = 2,95 \text{ l}$$

$$\text{Caudal} = 2,95 / (5/60) = 35,4 \text{ l/min}$$

Caudal máximo del sistema : 46,8 l/min

Caudal de retorno en el avance:

$$Q_{\text{entrada}} \cdot \text{relación áreas} = 46,8 \cdot (19,6 / 78,6) = 11,7 \text{ l/min}$$

Caudal de retorno en el retroceso:

$$Q_{\text{retroceso}} \cdot \text{relación áreas} = 35,4 \cdot (78,6 / 19,6) = 142 \text{ l/min}$$

Caudal mínimo nominal en el filtro de retorno: 142 l/min (equivale al caudal máximo de la línea de retorno)

18.3.3 Motor eléctrico

Cálculo de la potencia necesaria del motor eléctrico

$$\text{Potencia absorbida en el avance: } N = (P \cdot Q) / \eta_{\text{total}} = 9,4 \text{ CV}$$

$$\text{Potencia absorbida en retroceso: } N = (P \cdot Q) / \eta_{\text{total}} = 3,7 \text{ CV}$$

Se requerirá un motor eléctrico de 10 CV.

18.4 Completar la tabla del ciclo de trabajo

Completar los datos de la tabla del ciclo de trabajo de la sección 18.2 con los parámetros obtenidos en la 18.3

A = Cilindro vertical

B = Cilindro horizontal

Movimiento		Tiempo (s)	Fuerza (kg)	Carrera (mm)	Presión (kg/cm ²)	Caudal (l/min)
Avance	A	20	14.000	1.500	124	51 18
Reposo	B			0	0	0
Reposo	A	30	14.000	0	124	0
Reposo	B			0	0	0
Retroceso	A	10	5.350	1.500	85	57 103
Reposo	B			0	0	0
Reposo	A	15		0	0	0
Avance	B	5	5.600	500	72	47 12
Reposo	A	20		0	0	0
Reposo	B			0	0	0
Reposo	A			0	0	0
Retroceso	B	5	2.200	500	38	36 142
Máximos y totales		100			124	57 142

18.5 Definir los elementos direccionales

Al igual que en el caso anterior se seleccionará un distribuidor eléctrico de dos o tres posiciones para realizar el movimiento de avance y retroceso del cilindro horizontal. Según se tome la presión en la línea principal o no (en serie o en derivación) se tendrá que sustituir la corredera del distribuidor del cilindro de la prensa.

Debido al ciclo de funcionamiento de este sistema se podría tomar la presión a la salida de T del distribuidor principal (suponiendo que éste aguante presión en la línea de tanque); en tal caso se mantendría la corredera original con A y B cerrados y P y T unidos (fig. 18.2).

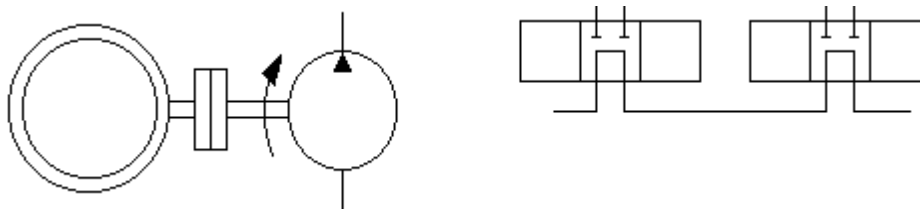


Fig. 18.2 Opción de selección de correderas

Esta composición implica que todo el retorno del cilindro vertical pase a través del segundo distribuidor, por lo que éste último deberá ser sobredimensionado en función del caudal de retorno del cilindro vertical; además se presenta el inconveniente de la laminación constante al hacer pasar el fluido por el interior de los distribuidores.

Si se toma la presión a salida de bomba (fig. 18.3), mientras el distribuidor principal esté en posición central, el resto del sistema está despresurizado ya que la presión y el caudal van directamente al depósito a través del distribuidor

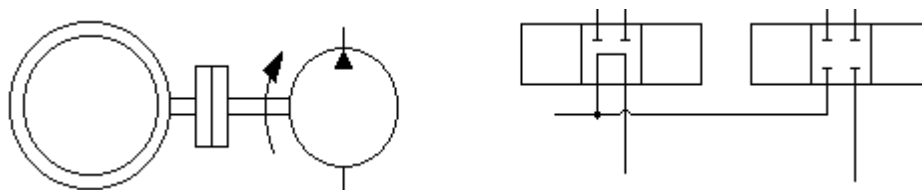


Fig. 18.3 Opción de selección de correderas

En este caso se deberá sustituir la corredera por otra que mantenga cerrada la línea de presión en la posición de reposo (fig. 18.3), y combinar esta opción con otro sistema de descarga directa de la bomba hacia el depósito en las fases de reposo, por ejemplo una válvula de seguridad pilotada e incluir un presostato para garantizar que se mantiene la presión en la fase de prensada.

Así mismo la corredera del distribuidor secundario también deberá tener la línea de presión cerrada ya que de no ser así para obtener presión en la línea A (cilindro vertical) deberíamos accionar el distribuidor B (cilindro horizontal) pues éste, en reposo, conecta la línea de presión directamente al depósito.

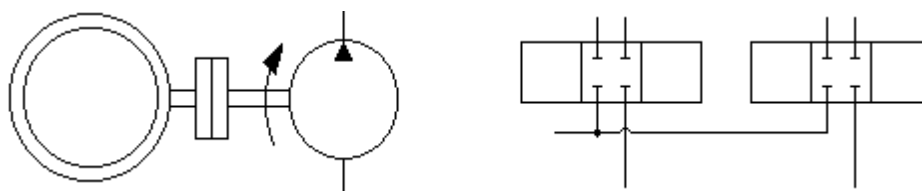


Fig. 18.4 Opción de selección de correderas

Otra opción sería la reflejada en la Fig. 18.4, es decir, con los dos distribuidores de centro cerrado. En este caso precisaríamos algún sistema de *venting* o puesta en vacío de la bomba para evitar el consumo de energía y el calentamiento del fluido durante las fases de reposo (ya previsto en el ejemplo anterior).

Como ya se había analizado en el ejemplo anterior, al existir una válvula de retención pilotada en la línea B del cilindro vertical, en fase de reposo la línea A deberá estar conectada al tanque. Por ello se usará la misma corredera que en el ejemplo anterior.

18.6 Elementos de regulación y control

Se deberán incluir en el croquis los elementos de regulación y control, que serán: el distribuidor de la línea secundaria y tal vez una válvula reductora de presión (o de seguridad) para limitar la presión de este segundo circuito. Posteriormente, y según el tipo de bomba que se seleccione, se deberán añadir otros elementos de regulación de caudal para conseguir las velocidades correctas en cada ciclo.

18.7 Resto de componentes

Se deberá completar el croquis (fig. 18.5) con los restantes elementos necesarios para el funcionamiento y mantenimiento del sistema (como se ha hecho en el ejemplo del capítulo 17), y preparar el cajetín con la relación de los componentes.

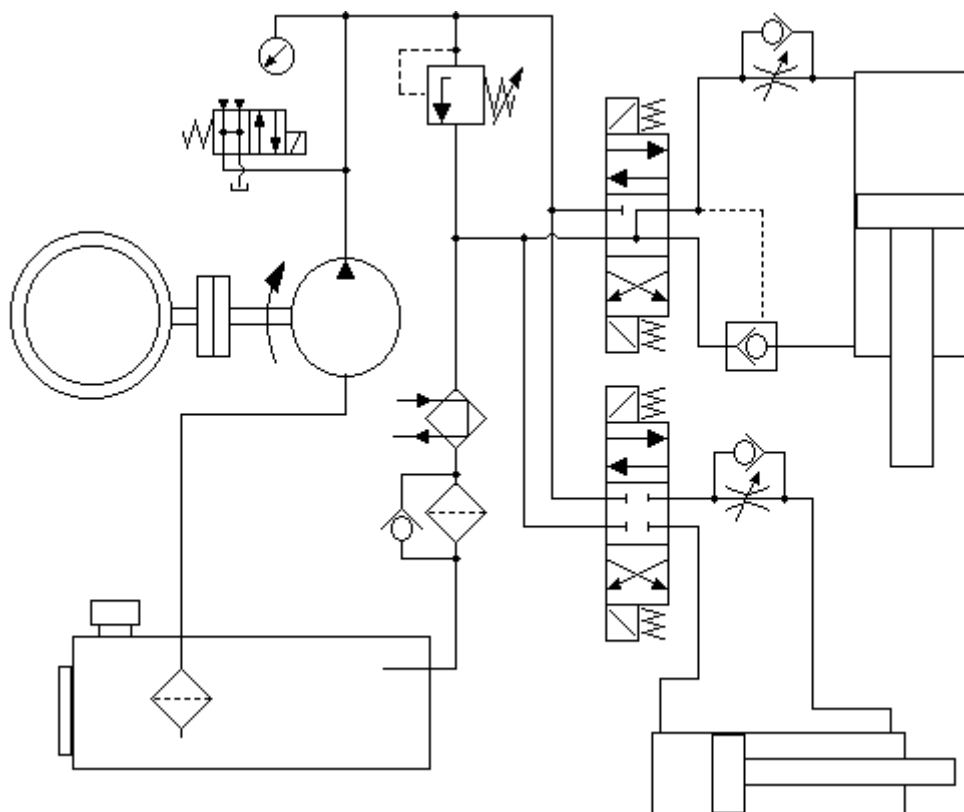


Fig. 18.5 Circuito

ref.	denominación	cod. catálogo	cantidad	observaciones
1	motor eléctrico		1	20 CV
2	campana unión		1	
3	acoplamiento elástico		1	
4	bomba de engranajes		1	60 l/min
5	válvula de seguridad		1	
6	válvula de venting		1	
7	aislador de manómetro		1	
8	manómetro		1	0-200 kg/cm ²
9	distribuidor eléctrico		2	
10	regulador de caudal con antirretorno		2	
11	antirretorno pilotado		1	
12	filtro de retorno		1	
13	intercambiador de calor		1	
14	filtro de aspiración		1	
15	depósito		1	300 l
16	filtro de aire		1	
17	nivel con termómetro		1	

Como ya se ha visto en el ejemplo del capítulo anterior, una vez finalizado el diseño se deberán analizar las distintas opciones, con sus ventajas e inconvenientes, en cuanto a la sustitución de la bomba por otra doble o de caudal variable, y la modificación de los componentes que estas posibles sustituciones implicarían.

18.8 Dimensionado de los componentes

Al igual que en el ejemplo anterior, una vez dibujados los componentes, se han de definir sus dimensiones y características. En este caso ya se han calculado los caudales de retorno con lo que ya se pueden definir los diámetros de las tuberías y de las distintas válvulas del circuito (ver anexo 3 para el dimensionado de tuberías en función de los caudales).

Una vez determinados los elementos, ya se pueden relacionar los componentes atendiendo a sus dimensiones y al la disponibilidad de los fabricantes.

18.9 Otras opciones

Nuevamente se plantean diversas posibilidades en relación al uso de una u otra bomba. En este caso la sustitución de la bomba de caudal fijo por otra de caudal variable sí puede resultar interesante ya que existen cuatro caudales distintos que implican el uso de dos o tres reguladores de caudal.

18.9.1 Una bomba de caudal variable

Sustituir la bomba del circuito por otra de caudal variable.

Los parámetros del sistema serán:

- A) Presiones: las mismas
- B) Caudales: los mismos
- C) Motor eléctrico: el mismo

Las diferencias entre el sistema inicial y esta opción serán:

- a) se eliminan las válvulas reguladoras de caudal, con lo que se reduce la laminación del fluido y su calentamiento
- b) reducción de la potencia consumida ya que ésta se ajusta a las necesidades de cada fase.
- c) eliminación del sistema de *venting* o puesta en vacío
- d) eliminación del intercambiador de calor al haberse reducido la laminación y calentamiento del fluido en las válvulas reguladoras de caudal; posible reducción en el tamaño del depósito (sólo si fuera necesario por problemas de espacio)

En este caso, la reducción de componentes y el ahorro de energía podrían rentabilizar esta segunda opción.

La figura 18.6 muestra el croquis del circuito con bomba de caudal variable y las correspondientes diferencias con el sistema inicial.

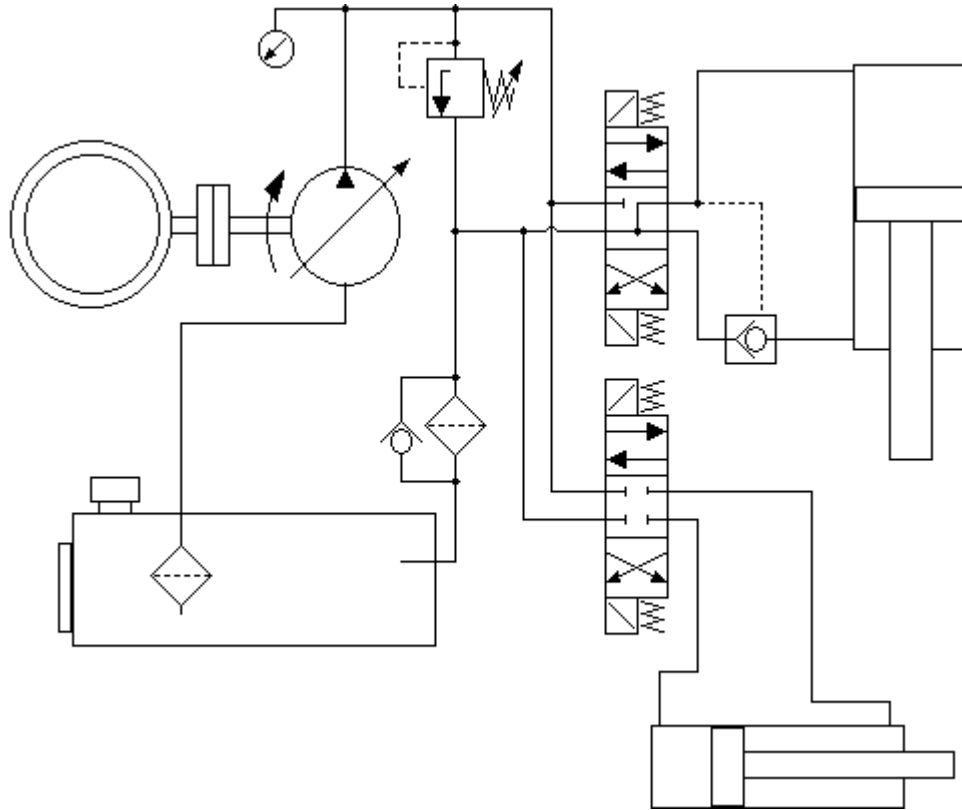


Fig. 18.6 Circuito con bomba de caudal variable

19 Circuitos con motores

En los dos ejemplos anteriores se han diseñado dos circuitos con accionadores lineales (cilindros), que normalmente son los que presentan menos problemas de cálculo y diseño. En este capítulo se diseñará un sistema para el accionamiento de un motor hidráulico.

Como en los ejemplos anteriores debemos partir de un supuesto que, en este ejemplo, podría ser la necesidad de accionar una maquinilla de pesca, básicamente un tambor sobre el que se va enrollando el cable que sujeta la red.

Disponemos de los siguientes datos: se trata de izar una red con su pesca, y se le estima un peso máximo de 10.000 kg (es decir, el cable tirará de un peso de 10.000 kg). Se han de tener en cuenta (a efectos de protección) las oscilaciones en la carga producidas por el oleaje.

El diámetro del núcleo sobre el que se recoge el cable es de 200 mm, y el diámetro máximo (con todo el cable enrollado) es de 800 mm. Se desea una velocidad lineal (media) de recogida de cable de 20 m/min, mientras que la operación de soltar cable se realiza mecánicamente por gravedad, regulándola, si es necesario, con el freno mecánico de la propia maquinilla.

El accionamiento del sistema se realiza a través de la toma de fuerza de un motor diesel de suficiente potencia, con una velocidad de giro media de 2.200 r.p.m. No consideramos el peso propio del cable que sujeta la red ni el incremento de diámetro que se produce al superponerse este en el núcleo del cabrestante.

Una vez finalizada la operación de recogida del cable y tras vaciar la red (después de un reposo de duración indeterminada), se vuelve a soltar por medios mecánicos. Todas las operaciones se realizan manualmente.

19.1 Croquis del sistema

En primer lugar se dibujan el elemento impulsor (una bomba accionada por un motor diesel) y los que posteriormente transformarán la energía hidráulica en mecánica, y que en este caso es un motor.

Para facilitar la comprensión del futuro croquis, esquematizamos también el elemento mecánico movido por el motor hidráulico (fig. 19.1).

La maquinilla dispone de una reducción a la salida del motor hidráulico cuya relación de reducción es $R = 1:8$

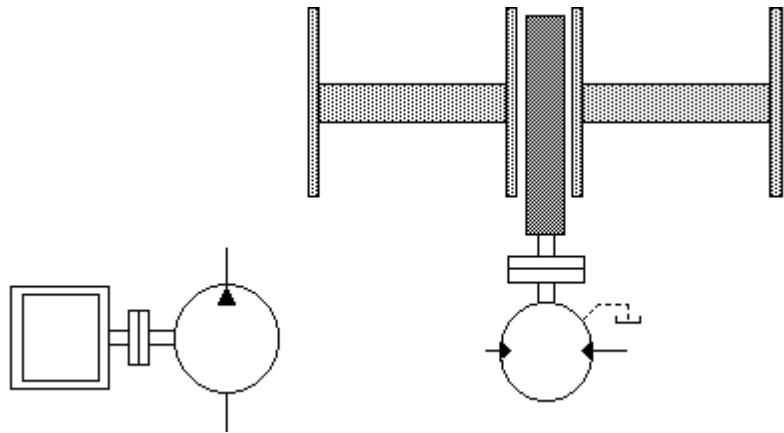


Fig. 19.1 Grupo motor-bomba y accionador

19.2 Ciclo de trabajo

Se deberá elaborar una tabla en la que se disponga de todos los datos del ciclo de trabajo, y a la que, una vez realizados, se añadirán los datos de presiones y caudales necesarios para la realización de cada movimiento del ciclo.

Movimiento Tambor	Fuerza (kg)	Velocidad (m/min)	Presión (kg/cm ²)	Caudal (l/min)
Avance	10.000	20		

19.3 Cálculo de los parámetros

Para completar los datos de la tabla anterior se han de calcular los parámetros de presión y caudal necesarios; para ello recurrimos a las fórmulas específicas para el cálculo de maquinillas de pesca (capítulo 25.15.)

19.3.1 Velocidad de avance

Velocidad de avance del cable

$$c = \pi \cdot \phi \cdot n_t$$

donde:

diámetro medio $\phi = ((800 - 200) / 2) + 200 = 500 \text{ mm}$

velocidad $20.000 = 3,14 \cdot 500 \cdot n$

de donde la velocidad de rotación necesaria será:

$$n = 20.000 / (3,14 \cdot 500) = 12,75 \text{ r.p.m.}$$

19.3.2 Velocidad del motor

Velocidad de giro del motor para recoger el cable a la velocidad deseada, contando con la reducción (R).

$$n_m = n_t \cdot R$$

$$n_m = 12,75 \cdot 8 = 102 \text{ r.p.m.}$$

19.3.3 Par en el tambor

$$M_t = (T \cdot \phi) / 2$$

$$M_t = (10.000 \cdot 0,5) / 2 = 2.500 \text{ mkg}$$

19.3.4 Par en el motor hidráulico

$$M_m = M_t / R = (P \cdot V \cdot \eta) / R$$

$$M_m = 2.500 / 8 = 312 \text{ mkg}$$

19.3.5 Potencia del motor hidráulico

$$N_m = N = (P \cdot Q) / \eta_{\text{total}}$$

$$\text{y ese obtiene } N_m = 43 \text{ CV}$$

A partir de estos cálculos se debe determinar la presión de trabajo para calcular la cilindrada necesaria en el motor hidráulico; en este caso, y considerando la velocidad de rotación de éste, se prevé el montaje de un motor de pistones radiales, por lo que se podrá trabajar a una presión de unos 200 kg/cm². Partiendo de esta hipótesis de trabajo ya se puede determinar la cilindrada teórica del motor hidráulico necesario

19.3.6 Tiro

Fuerza lineal que se necesita para recoger el cable

$$T = (P \cdot V \cdot R \cdot \eta) / (\phi / 2)$$

de donde, despejando, se obtiene $V = 1.084 \text{ cm}^3$

En este punto se ha de buscar un motor de pistones axiales de esta cilindrada o similar y rehacer los cálculos en función del motor que exista estandarizado (en este caso se utilizará un motor de una cilindrada de 1.100 cm³).

19.3.7 Caudales

Para hacer girar un motor de 1.100 cm^3 a 102 r.p.m. se necesitará un caudal

$$Q = (V \cdot n) / \eta$$

de donde se obtiene $Q = 118 \text{ l/min}$

Sea cual sea el tipo de bomba a utilizar, ésta será accionada por una toma de fuerza que gira a 2.200 r.p.m., por lo que la cilindrada de la bomba será:

$$V = Q / n$$

y de aquí: $V = 53,6 \text{ cm}^3$

Esta sería la cilindrada teórica; sin embargo, considerando el rendimiento volumétrico que se puede estimar en el 95%, la cilindrada necesaria para suministrar el caudal requerido será de:

$$61,8 / 0,95 = 56,5 \text{ cm}^3/\text{rev}.$$

Si no existiese una bomba con esta cilindrada se deberá instalar una de mayor cilindrada. (a efectos de cálculo, suponemos que se instalará una bomba de $58 \text{ cm}^3/\text{rev}$).

19.3.8 Toma de fuerza

La potencia necesaria para el accionamiento de la bomba será:

$$N = (P \cdot Q) / \mu_{\text{total}}$$

Considerando la cilindrada real de la bomba, el caudal que ésta suministrará será:

$$Q = 121,2 \text{ l/min}$$

Y la potencia necesaria para su accionamiento será:

$$N = 59,8 \text{ CV}$$

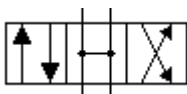
19.4 Completar la tabla del ciclo de trabajo

<i>Movimiento Motor</i>	<i>Velocidad (r.p.m)</i>	<i>Presión (kg/cm²)</i>	<i>Caudal (l/min)</i>
Avance	102	200	121

19.5 Definir el elemento direccional

Se usará una válvula direccional de 4 vías y de accionamiento manual. En este caso se usará una válvula de tres posiciones (avance, reposo y retroceso) con todas las líneas conectadas al tanque en la

posición de reposo para que en los reposos no se produzca laminación del fluido y consiguiente consumo innecesario de potencia.



La corredera seleccionada, en su posición central, tiene todas las vías comunicadas al tanque, lo que permitiría el movimiento de la maquinilla, que se mantiene frenada por medio de su propio freno mecánico.

Así mismo, y debido a la larga duración de la fase de recogida del cable, el distribuidor manual dispondrá de detenes que permitan dejarlo en cualquiera de las posiciones sin necesidad de accionar continuamente la palanca. Al incorporar detenes en el distribuidor no es necesario que éste disponga de muelles para hacerlo volver a su posición central. Se tendrá especial atención en la selección de la corredera ya que cuando se está terminando la operación se usa el propio distribuidor como regulador de caudal para reducir la velocidad de giro del motor.

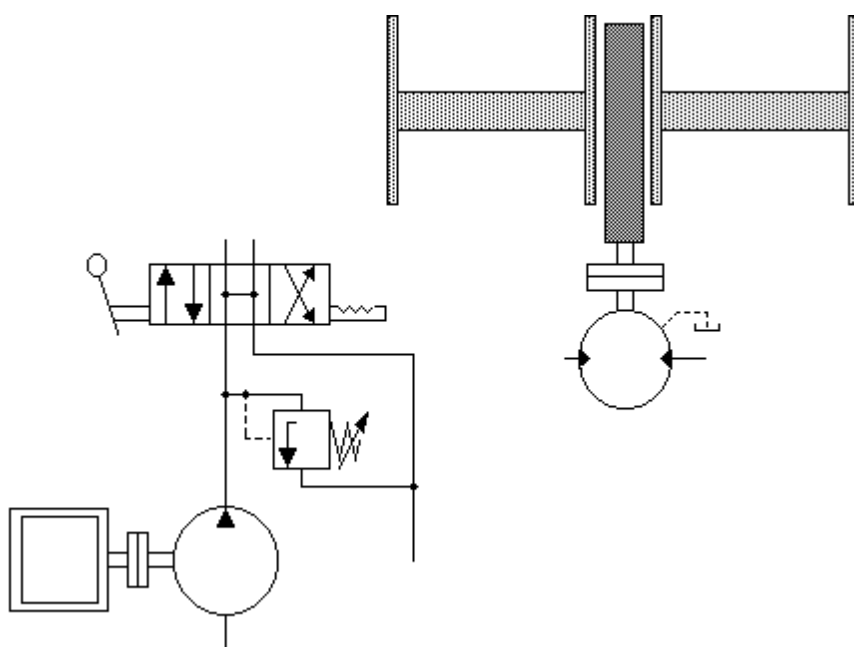


Fig. 19.2 Dibujo de la válvula de seguridad y el distribuidor

19.6 Elementos de regulación y control

Se deberán incluir en el croquis los elementos de regulación y control, que en este caso serán el distribuidor para dirigir el caudal y hacer girar el motor en uno u otro sentido, y una válvula de seguridad (necesaria en todos los circuitos) para limitar la presión de trabajo y evitar que pueda superar los valores máximos deseados (fig. 19.2).

Posteriormente, y según el tipo de bomba que se seleccione, se deberán añadir otros elementos de regulación de caudal para conseguir la velocidad correcta.

19.7 Resto de los componentes

Completar el croquis con los restantes elementos necesarios para el funcionamiento y mantenimiento del sistema: depósito de aceite con sus accesorios, manómetro de presión, filtros, etc. (fig. 19.3).

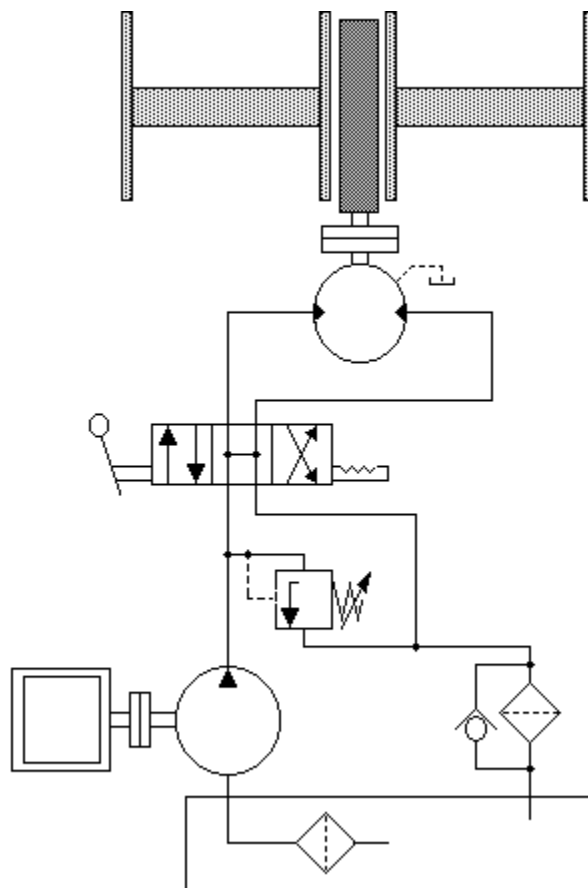


Fig. 19.3 Sistema completo

19.8 Dimensionado de los componentes

Una vez dibujados los componentes se tienen que dimensionar (capacidad del depósito, diámetro de tuberías, grado de filtración, tipo de fluido, etc.) en función de los parámetros calculados anteriormente (presiones y caudales), a los que se ha de añadir el cálculo de los caudales de retorno para el correcto dimensionado de las tuberías, filtros de retorno e intercambiadores.

Para el dimensionado de las tuberías de aspiración, presión y retorno en función de los caudales, se tendrá en cuenta que posiblemente hay una distancia considerable entre la bomba y el motor.

En este ejemplo el depósito debería ser de 2 ó 3 veces el caudal máximo de la bomba, o sea, entre 250 y 360 litros. El grado de filtración del filtro de retorno, en este caso, y considerando la presión de trabajo y las tolerancias internas de los componentes, debería ser de 15 micras absolutas.

Para este caso concreto se tendrá que considerar si se precisa un fluido hidráulico normal, resistente al fuego, biodegradable, con elevado índice de viscosidad (según el ambiente de trabajo y/o la precisión del mismo). La selección de la viscosidad del fluido se hará en función de las temperaturas ambientales y de trabajo.

En este ejemplo, considerando la distancia entre el grupo de bombeo, el depósito, el punto de control y el motor, el montaje idóneo sería: filtro de aspiración en la línea de aspiración de la bomba, externo al depósito para facilitar su limpieza, una válvula de seguridad en la tubería de salida de la bomba, una válvula de purga de aire en el punto más elevado del sistema y un drenaje, bien dimensionado y con el mínimo de pérdidas de carga, para el motor.

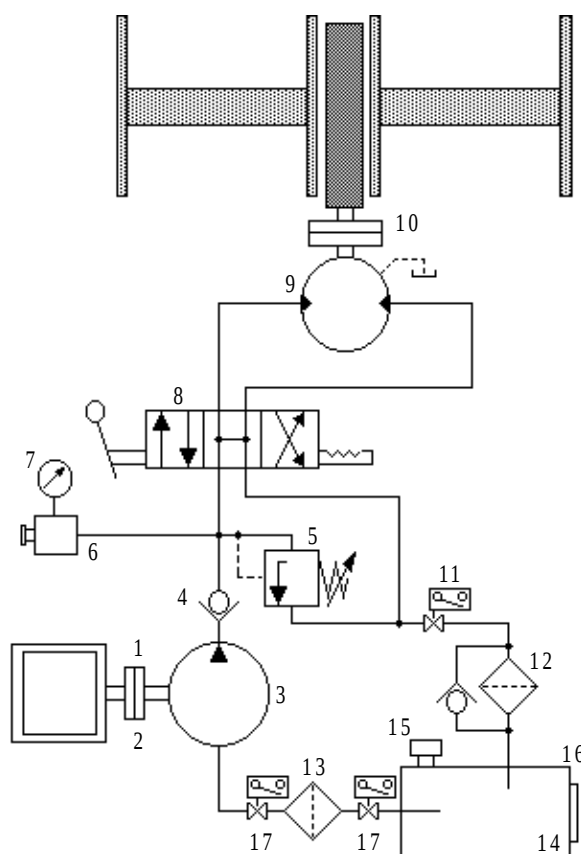


Fig. 19.4 Sistema con todos los accesorios

Este montaje implica la inclusión de válvulas para el posible mantenimiento de los elementos (por ejemplo una llave de paso entre el depósito y el filtro de aspiración), para evitar que se vacíe el depósito al realizar la limpieza del filtro de aspiración. Esta llave de paso deberá incorporar un contacto eléctrico que evite la posible puesta en marcha de la bomba cuando la llave esté cerrada. Otra válvula necesaria para el mantenimiento sería un antirretorno a la salida de la bomba para evitar que se descebe el sistema al realizar la limpieza del filtro de aspiración o cualquier mantenimiento en la propia bomba.

También será necesario intercalar una llave de paso antes del filtro de retorno para evitar que se vacíe el circuito cuando se proceda a la sustitución de los elementos filtrantes, al igual que ocurría con la del filtro de aspiración. Esta llave deberá incorporar un contacto eléctrico para evitar que quede cerrada cuando el circuito se ponga en funcionamiento.

Cuando el motor que acciona la bomba es el mismo que realiza el movimiento de la embarcación, es recomendable intercalar un sistema para desconectar la toma de fuerza de la bomba y evitar que esté constantemente girando, ya que el motor principal trabaja durante muchas horas pero el sistema hidráulico sólo lo hace durante unos minutos. De no intercalar este sistema de desconexión mecánica de la bomba, deberá introducirse un sistema de descarga de la bomba que produzca las mínimas pérdidas de carga posibles.

Ahora ya se pueden completar tanto el croquis del sistema (fig. 19.4) como el cajetín con las referencias de cada uno de los componentes.

<i>ref.</i>	<i>denominación</i>	<i>cod. catálogo</i>	<i>cantidad</i>	<i>observaciones</i>
1	campana unión		1	
2	acoplamiento elástico		1	
3	bomba		1	
4	válvula antirretorno		1	
5	válvula de seguridad		1	
6	aislador de manómetro		1	
7	manómetro		1	0-200 kg/cm ²
8	distribuidor manual		1	
9	motor		1	
10	acoplamiento elástico		1	
11	llave de paso		1	
12	filtro de retorno		1	300 l
13	filtro de aspiración		1	
14	depósito		1	
15	filtro de aire		1	
16	nivel con termómetro		1	
17	llave de paso		2	

19.9 Otras opciones

El sistema y los componentes definidos para el mismo son los más simples para la realización del trabajo requerido, pero existen otras posibilidades, que en este caso serían de índole mecánica, como

por ejemplo el uso de un motor de marcha rápida (pistones axiales, paletas o engranajes) y sustituir la reducción actual por otra mayor.

La selección, entre el sistema diseñado originalmente y cualquier otra opción, se hará en función de factores como el coste y la fiabilidad de cada una.

No es oportuno estudiar la posible sustitución de la bomba de caudal fijo por otra de caudal variable porque el funcionamiento del sistema sólo requiere una regulación de la velocidad que se puede realizar a través del distribuidor manual.

Debido al reducido coste de algunas transmisiones hidrostáticas, la posibilidad de sustituir los elementos por una transmisión hidrostática sería viable. El capítulo siguiente analiza el cálculo y diseño de un sistema con transmisión hidrostática.

Otro factor que podría estudiarse para este circuito es la inclusión de un intercambiador de calor; Aunque el tiempo de funcionamiento es breve, durante parte del mismo se está laminando el fluido a través del distribuidor manual, y se produce un calentamiento del fluido.

En este caso y considerando que la refrigeración se haría con agua de mar y aprovechando cualquiera de las bombas de agua de la propia barca, el coste de mantenimiento del intercambiador sería nulo.

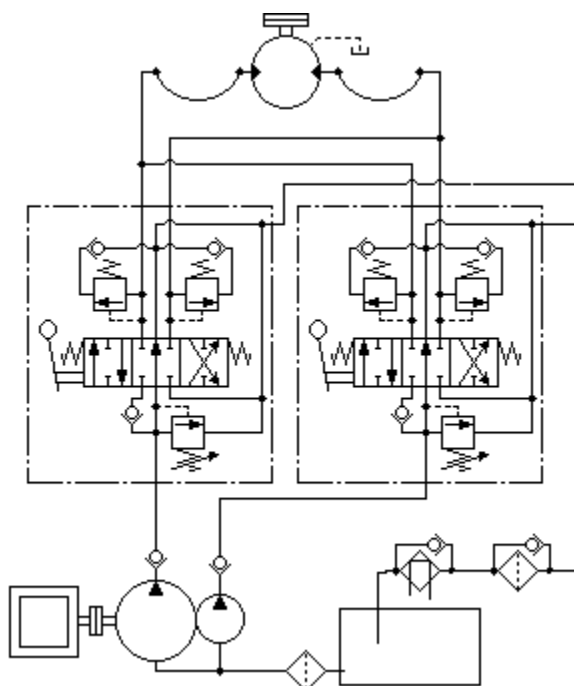


Fig.19.5 Circuito con bomba doble

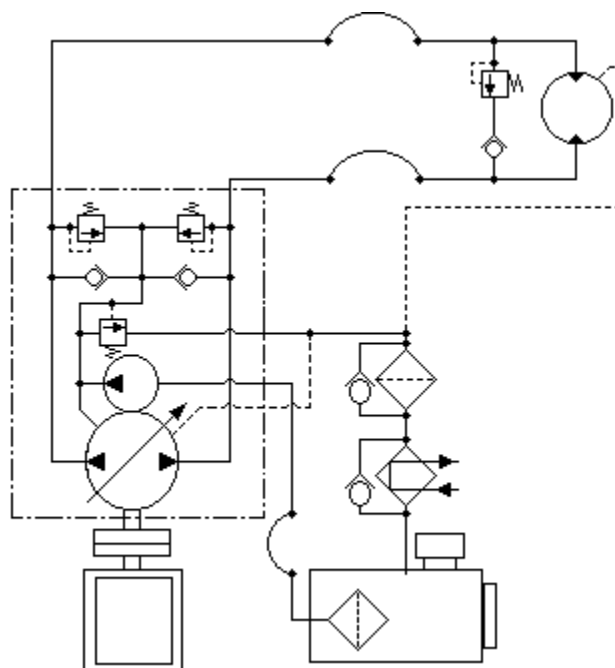


Fig. 19.6 Circuito con bomba de caudal variable

Las figuras 19.5 y 19.6 muestran dos sistemas de accionamiento de maquinillas de pesca correspondientes, respectivamente, a un circuito abierto con 2/3 velocidades y a un circuito cerrado y caudal variable

En las dos primeras figuras se ha sustituido el distribuidor manual por otro de aplicación móvil que lleva incorporada la válvula de seguridad y la doble válvula de frenado. Esta opción sólo es posible cuando los caudales del sistema son aptos para este tipo de elementos.

Nota: este ejemplo sólo tiene valor a nivel de cálculo y diseño ya que en realidad tanto la operación de subida como de bajada se realizan hidráulicamente y a distintas velocidades. Además, en muchas ocasiones, el grupo hidráulico es utilizado para otras aplicaciones como el accionamiento del timón hidráulico, accionamiento de haladores, de grúas, etc.

20 Transmisión hidrostática

En este ejemplo se pretende desarrollar el diseño de una transmisión bomba-motor hidráulico, una transmisión hidrostática en la que la salida de la bomba está conectada directamente a la entrada del motor, y la salida de éste está, a su vez, conectada directamente a la entrada de la bomba.

El primer punto a tener en cuenta en este tipo de transmisiones es el hecho de que la aspiración de la bomba deberá soportar presión, factor para el que no todas están diseñadas ya que el engrase del retén del eje suele hacerse con el fluido de la aspiración, y una presión, aún pequeña, provocaría fugas por este retén.

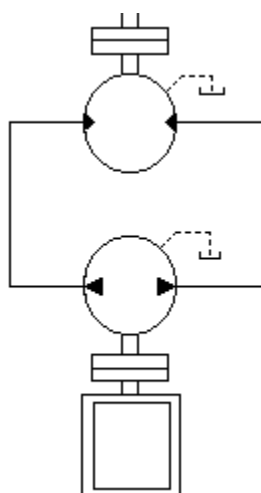


Fig. 20.1 Transmisión hidrostática

20.1 Croquis del sistema

En primer lugar se dibujan el elemento impulsor y el receptor (fig. 20.1).

Si bien el fluido pasa directamente de un elemento al otro, cuando se hace un cambio en el sentido de giro se origina un drenaje en la bomba y en el motor. Estos drenajes sucesivos y continuos reducen la cantidad de fluido en el circuito. Para mantener constante este volumen de fluido, las bombas de las transmisiones hidrostáticas están equipadas con una bomba de precarga (fig. 20.2).

Así pues, la bomba de precarga impulsa fluido en la carcasa de la bomba a una presión determinada y regulada por una válvula de seguridad incorporada.

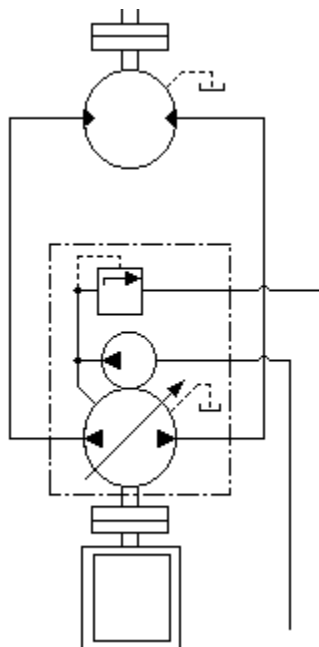


Fig. 20.2 Transmisión hidrostática con bomba de precarga

La bomba principal se encarga de aspirar e introducir en el circuito principal la cantidad de fluido necesario, mientras que el resto del suministrado por la bomba de precarga vuelve directamente al depósito a través del drenaje de la bomba.

Gracias a este sistema de precarga se evita la cavitación de los componentes de la transmisión

20.2 Elementos de regulación y control

Completar el croquis con el símbolo completo de la bomba de transmisión hidrostática con su válvula de seguridad y bomba de precarga.

20.3 Resto de los componentes

Según se desprende de los símbolos de la figura 20.2, la transmisión dispone de una bomba reversible de caudal variable. Así las variaciones en el sentido de giro y en la velocidad del motor se realizarán a través del mando de la bomba.

Dependiendo de la aplicación concreta de la transmisión podría necesitarse un sistema de frenado del motor que evitase su giro en reposo. Para solucionar este problema se incluirán dos válvulas de retención pilotadas; de esta forma sólo girará el motor cuando haya presión de pilotaje.

Después se deberá completar el croquis con los restantes elementos necesarios para el funcionamiento y mantenimiento del sistema: depósito de aceite con sus accesorios, manómetro de presión, filtros, etc.

Como medida de seguridad, para evitar que el sistema soporte presiones excesivas, se instalará una válvula de seguridad en cada una de las líneas. Esta instalación se puede simplificar con sólo una válvula de seguridad conectada a las dos líneas, e intercalando entre éstas y la válvula un antirretorno que evite que la presión y el caudal pasen directamente de una línea a la otra.

También, y en función de la aplicación, será necesario mantener el fluido en excelentes condiciones de filtración.

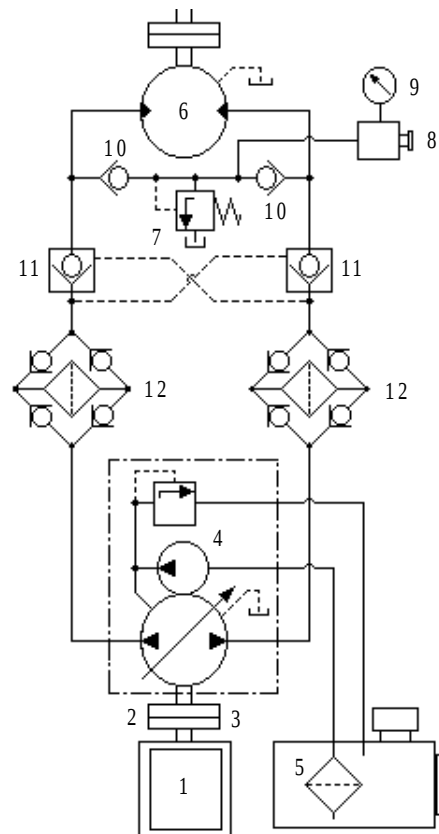


Fig. 20.3 Circuito completo

A diferencia de las transmisiones abiertas, en las que el fluido retorna del motor al depósito pasando por un filtro de retorno, en las transmisiones hidrostáticas la regeneración de fluido es mínima (sólo drenajes y descargas de la válvula de seguridad). Así pues el fluido de la transmisión no está siendo filtrado en un 100%; por ello, para evitar los problemas propios de una filtración insuficiente, se intercalarán dos filtros de presión, uno en cada línea.

Los filtros de presión de la transmisión hidrostática irán equipados con un sistema de antirretornos para que, sea cual sea el sentido de circulación, el sentido de filtración se mantenga constante.

Con todos los accesorios y válvulas anteriormente expuestas, el croquis definitivo de una transmisión hidrostática concreta, sería el de la figura 20.3.

20.4 Dimensionado y relación de los componentes

Una vez dibujados los componentes se tienen que dimensionar (capacidad del depósito, diámetro de tuberías, grado de filtración, tipo de fluido, etc.) en función de los parámetros de presiones y caudales.

Ahora ya se podría completar el cajetín con las referencias de cada uno de los componentes.

<i>ref.</i>	<i>denominación</i>	<i>cod. catálogo</i>	<i>cantidad</i>	<i>observaciones</i>
1	motor de explosión		1	
2	campana unión		1	
3	acoplamiento elástico		1	
4	bomba		1	
5	filtro de aspiración		1	
6	motor		1	
7	válvula de seguridad		1	
8	aislador de manómetro		1	
9	manómetro		1	
10	antirretorno		2	
11	antirretorno pilotado		2	
12	filtro de presión		2	

21 Consideraciones sobre el diseño

En los dos ejemplos anteriores se demuestra la complejidad en el diseño, incluso de sistemas tan sencillos como los anteriormente analizados. Así mismo se comprueba que no existen normas genéricas para el diseño de circuitos nuevos o para modificar los ya existentes. Sin embargo, sí se pueden resumir las principales consideraciones.

21.1 Consideraciones generales

- 1.- Economía.
- 2.- Seguridad (del personal, del sistema y normativas legales aplicables).
- 3.- Grado de precisión requerida.
- 4.- Facilidad de mantenimiento y disponibilidad de los elementos de repuesto.
- 5.- Limitaciones físicas (peso, dimensiones, volumen).
- 6.- Sistema de mando y control (manual, eléctrico, neumático, semiautomático, etc.).
- 7.- Condiciones ambientales (temperaturas, suciedad, humedad, elementos corrosivos, peligro de incendios).

21.2 Elaboración del diseño

Las fases de elaboración del diseño tampoco están normalizadas, aunque, según se ha hecho en los ejemplos anteriores, podrían ser:

- 1.- Comprensión del trabajo a realizar y predefinición de los actuadores (cilindros, motores).
- 2.- Realización de un croquis con los elementos impulsores y los actuadores.
- 3.- Elaboración de una tabla con los ciclos de trabajo.
- 4.- Cálculo de los parámetros: esfuerzos y dimensiones de los actuadores.
- 5.- Cálculo de los parámetros: presiones de trabajo, caudales y la potencia necesaria.

- 6.- Completar la tabla del ciclo de trabajo, incluyendo los caudales de retorno.
- 7.- Definir los elementos direccionales y de regulación.
- 8.- Definir y dimensionar el resto de componentes, sistema de montaje, etc.
- 9.- Estudiar otras opciones posibles, analizando sus ventajas e inconvenientes.
- 10.- Definir la opción más interesante.
- 11.- Realizar el croquis definitivo.
- 12.- Definir los componentes.

22 Puntas de presión y vibraciones

Las puntas de presión y las vibraciones ocasionan innumerables averías en los circuitos hidráulicos.

Casi todos los circuitos hidráulicos presentan, durante su funcionamiento, situaciones que producen puntas de presión y/o vibraciones.

En principio todas las bombas hidráulicas rotativas producen, por su propio funcionamiento, oscilaciones en la presión, oscilaciones que se traducen en vibraciones.

Si se analiza el funcionamiento de una bomba rotativa, por ejemplo de paletas, se observa que en cada giro o revolución hay un determinado número de paletas que, individualmente, bombean un cierto volumen de fluido, desde una presión cero hasta la presión de trabajo instantánea del sistema, y nuevamente pasan a un ciclo de aspiración con presión cero.

Así pues, en una bomba con 10 paletas o pistones o engranajes, girando a 1.450 r.p.m. se producen $1.450 \cdot 10 = 14.500$ pulsaciones u oscilaciones de presión por minuto.

Estas oscilaciones de presión no pueden apreciarse con los manómetros, que se limitan a sufrir las consecuencias de estas oscilaciones; sin embargo, estas oscilaciones se manifiestan en el equipo en forma de vibraciones que, además de molestas y ocasionalmente ruidosas, pueden llegar a producir averías como la rotura de racores, tuberías o puntos débiles del circuito.

Las válvulas del tipo normalmente cerradas, cuya apertura se hace por presión y venciendo un muelle (ej.: válvulas de seguridad) tiene su propia frecuencia de pulsación, que viene determinada por la fórmula práctica:

$$f = 2,148 \cdot 10^6 \cdot m \cdot [d / (D^2 \cdot n)]$$

f = Frecuencia de pulsación

D = Diámetro medio del muelle

d = Diámetro del hilo

n = Número de espiras útiles

m = Número entero entre 1 y 10

Cuando la frecuencia de pulsación de la válvula coincide con la de la bomba, las pulsaciones se acoplan y se manifiestan en el sistema produciendo la vibración del conjunto o alguna de sus partes y ruidos parecidos a golpes con elevada frecuencia.

Por otra parte existen las puntas de presión, originadas por los cambios bruscos de las condiciones de trabajo del sistema: por ejemplo, al cerrar una electroválvula la línea de presión queda cerrada incrementando la presión hasta que la válvula de seguridad abre y descarga el exceso de presión.

Otra causa de puntas de presión es la descompresión del fluido que las ocasiona cuando está presurizado en volúmenes suficientes.

Circunstancias como ésta se producen constantemente en los sistemas hidráulicos, y también pueden originar averías en los componentes.

Las puntas de presión pueden reducirse con el empleo de válvulas de apertura y cierre progresivo, y pueden ser amortiguadas por medio de acumuladores.

23 Puesta en marcha

La deficiente puesta en marcha de los equipos hidráulicos es una de las principales causas de averías de los mismos.

La puesta en marcha inicial, al igual que la que se debe realizar después de una operación intensa de mantenimiento, es un factor muy importante en el futuro funcionamiento del sistema y sus componentes. Al igual que los coches precisan de un rodaje durante sus primeros kilómetros, los sistemas hidráulicos necesitan ser arrancados siguiendo una serie de pautas para evitar un fallo inmediato de alguno de sus componentes, o una avería degenerativa que aparecería a los pocos días de la puesta en marcha del sistema.

Inicialmente se ha de distinguir entre la puesta en marcha de un sistema hidráulico incluido en una máquina y el sistema hidráulico incorporado a una máquina.

En el primer caso se trata de una máquina nueva que viene de su fabricante con un sistema hidráulico para su accionamiento (por ejemplo una máquina herramienta, una carretilla elevadora, o un robot de pintura); en estos casos, generalmente el propio fabricante de la máquina ya ha realizado una puesta en marcha previa del sistema para comprobar el funcionamiento correcto del mismo, por lo que el equipo ya ha sido puesto en marcha e incluso ha realizado algunos ciclos de trabajo.

Siendo así, el fabricante de la máquina ya ha cubierto algunos de los primeros pasos a realizar en la puesta en marcha, y se limita (en muchos casos) a incluir, en el manual de puesta en funcionamiento de la máquina, algunos aspectos concretos sobre el equipo hidráulico, como, por ejemplo, el cambio de filtros inicial.

Una situación distinta es aquella en que, por el tamaño de la maquinaria, el sistema hidráulico se monta directamente sobre ésta una vez ya está ubicada en su lugar. Los ejemplos de este tipo de instalaciones son los más numerosos: prensas, maquinaria de laminación, equipos de siderurgia, maquinillas de pesca, máquinas *transfert*, equipos navales, etc.

En estos casos, y en aquellos en los que se ha sustituido el equipo hidráulico por otro más moderno o de mejores prestaciones, el equipo hidráulico se pone en marcha directamente en su lugar de utilización, en muchos casos por los técnicos de mantenimiento del usuario, y siguiendo las instrucciones que a tal efecto le pueda haber facilitado el suministrador.

Sea cual sea el caso, hay una serie de recomendaciones que conviene tener en cuenta a la hora de poner en marcha un sistema hidráulico, y, aunque lógicas, en muchos casos son olvidadas u omitidas con los consiguientes problemas posteriores que ello puede acarrear.

23.1 Limpieza

La primera operación a llevar a cabo ante un equipo hidráulico nuevo es la limpieza interior de los componentes.

Para ello se utilizará aire comprimido donde sea posible, y se evitará el uso de trapos o papeles para la limpieza interior de los depósitos.

23.2 Llenado del depósito

Una vez esté limpio el depósito y las tuberías que se hayan podido hacer con aire comprimido, se procederá a llenar el depósito con un fluido especial para recirculación. En la sección de filtración se incluyen recomendaciones sobre el grado de filtración necesario para este tipo de fluidos.

23.3 Apertura de válvulas

El paso siguiente, y siempre antes de poner en marcha la bomba del sistema, es abrir todas las válvulas reguladoras de presión y de caudal, así como todas las llaves de paso (excepto la de vaciado del depósito).

Además de abrir el paso en todos los componentes se deberá vigilar el tipo de componentes, ya que si el sistema incluye servoválvulas u otros componentes muy sensibles a la contaminación, se deberán sustituir éstos por placas especiales o por otros componentes no sensibles a la contaminación.

23.4 Arranque de la bomba

Sea cual sea el sistema de accionamiento de la bomba del circuito, antes de ponerla en funcionamiento se ha de comprobar que su sentido de giro sea correcto; para ello se arrancará el motor de accionamiento de la misma durante el tiempo justo para realizar esta comprobación (mejor si esta operación se puede realizar con la bomba no acoplada al motor).

Una vez comprobado que el sentido de giro de la bomba es correcto, y que ésta se halla correctamente acoplada al sistema de arrastre, se deberá aflojar el racor o conexión de la salida de presión. Ahora ya se puede arrancar la bomba hasta comprobar que por el racor de salida de presión sale fluido, lo que indica que la bomba está aspirando y expulsando fluido, al tiempo que aseguramos haber eliminado el aire de su interior. Nuevamente se detendrá el equipo para reapretar la conexión de la salida de presión de la bomba

23.5 Desconexión de los componentes mecánicos

Cuando se ponga en marcha el sistema hidráulico inicialmente se hará sin presión, pero posteriormente, y para comprobar el correcto funcionamiento de todos y cada uno de los componentes, se incrementará la presión y se harán mover los accionadores hidráulicos.

Si los accionadores hidráulicos están conectados a sus componentes mecánicos éstos se moverán también. En algunas máquinas esto puede no representar ningún problema, pero en otras donde los

movimientos deber estar sincronizados, el movimiento irregular de los componentes durante la puesta en marcha del sistema hidráulico puede ocasionar averías mecánicas. Para evitar estos problemas, y siempre que sea posible, se desconectarán los accionadores de las piezas mecánicas de la máquina.

23.6 Purga de aire

El paso siguiente consistirá en eliminar todo el aire del sistema. Para ello se aflojarán las conexiones más elevadas del circuito y se arrancará nuevamente la bomba. Por estos racores fugará primero el aire y posteriormente, cuando el nivel se alcance, saldrá el fluido. Cuando este fluido ya no presente signos de contener burbujas de aire se procederá a apretar los racores.

23.7 Ajuste de la válvula de seguridad

Una vez eliminado el aire de las tuberías y de algunos de los componentes, se empezará a apretar el mando de la válvula de seguridad para obtener una presión (inicialmente baja) en el circuito. Gracias a esta presión se podrá realizar el movimiento de los accionadores (cilindros y motores), de los que también se deberá eliminar el aire de su interior.

Los motores se harán girar en ambos sentidos (si son bidireccionales) en ciclos rápidos y consecutivos, pero más problemática es la eliminación del aire en los cilindros (especialmente horizontales); para hacerlo se accionarán en ambos sentidos, en ciclos completos, tantas veces como sea posible.

23.8 Recirculación del fluido

A pesar de las medidas anteriores, es muy probable que todavía haya aire en el sistema. Para ello se realizarán ciclos completos de trabajo, a la mayor velocidad posible. Esta velocidad, superior a la normal de funcionamiento (diseño), producirá una circulación turbulenta en las tuberías y los componentes, y ello ayudará a la eliminación del aire y de las partículas contaminantes originales del sistema (ver la sección de filtración).

Si en esta operación de puesta en marcha no se utiliza un fluido especial para ello, se deben realizar paradas para conseguir la desaireación del fluido dentro del depósito. De no ser así las burbujas de aire disueltas en el fluido serán nuevamente aspiradas por la bomba y reintroducidas al circuito. Es, pues, recomendable el uso de fluidos de viscosidad inferior a la prevista y con aditivos que faciliten su desaireación.

23.9 Ajuste de las válvulas y reguladores

Una vez se haya hecho recircular el fluido el tiempo suficiente para garantizar la eliminación del aire y de los contaminantes sólidos, se puede proceder al taraje de las válvulas limitadoras de presión. Si el fluido utilizado es el que posteriormente será el de trabajo, puede procederse a realizar también una primera regulación de las válvulas limitadoras de caudal.

El ajuste definitivo se realizará cuando se alcancen las condiciones de presión, caudal y temperatura normales del sistema, y cuando ya estén conectados los sistemas mecánicos con los accionadores.

Si las servoválvulas del sistema se habían sustituido por placas, se instalarán y se comprobará su funcionamiento.

23.10 Cambio del fluido

Sea cual sea el fluido utilizado para la puesta en marcha del sistema, se recomienda su sustitución antes de proceder a conectar los elementos mecánicos de los accionadores. Debido a la gran cantidad de contaminante original en el sistema y al generado por la puesta en funcionamiento inicial de los componentes, es muy probable que los filtros se colmaten durante esta fase de puesta en marcha (más aún si sólo se usan los propios filtros del circuito); por ello es también aconsejable la sustitución de los elementos filtrantes.

Si el cambio de fluido se realiza simplemente por vaciado del depósito y del circuito, y el posterior llenado del mismo con fluido nuevo, se deberá volver a purgar el aire. Un sistema para evitar esta nueva purga de aire, y sólo para el caso en que el fluido de puesta en marcha sea el mismo que usará el sistema, sería: a) vaciado del depósito y sustitución del fluido; b) desconectar el colector de retorno justo antes de la entrada en el depósito y empalmarlo a un contenedor para fluidos usados; c) puesta en marcha de la bomba.

La bomba aspirará fluido nuevo del depósito y lo introducirá en el sistema, mientras que el fluido usado para la puesta en marcha saldrá, por el colector de retorno, directamente a un contenedor.

Esta operación se ha de realizar como mínimo durante un ciclo completo de la máquina, introduciendo simultáneamente fluido en el depósito para mantener el nivel necesario.

Una vez finalizada esta operación se parará la máquina y se procederá a conectar el colector de retorno al depósito y a la conexión de los elementos mecánicos.

23.11 Conexión de los elementos mecánicos

Se han eliminado los contaminantes sólidos y gaseosos, se ha comprobado el funcionamiento de los componentes y de los accionadores, se ha sustituido el fluido de puesta en marcha y los cartuchos de los elementos filtrantes; ahora se pueden conectar los accionadores a los elementos mecánicos que deben mover, y se puede empezar un ciclo completo de trabajo en vacío.

Una vez realizados varios ciclos completos de trabajo en vacío se podrán ajustar los limitadores de caudal hasta obtener las velocidades deseadas en cada ciclo. Estas velocidades pueden variar cuando la máquina trabaje en carga, por lo que probablemente deberán ser reajustadas posteriormente.

23.12 Otros problemas

Si se han seguido estos pasos es muy probable que se hayan eliminado todos los problemas inherentes a la puesta en marcha del circuito hidráulico. A pesar de todo, el capítulo siguiente ofrece la solución a una serie de posibles averías y anomalías que pueden ocurrir durante la puesta en marcha y durante el funcionamiento normal de la máquina.

24 Averías y sus causas

Las tablas de este capítulo pueden resultar muy útiles para subsanar las averías y encontrar sus causas

Dada la imposibilidad de enumerarlas todas se han indicado solamente aquellas que, con mayor frecuencia, se dan en los circuitos hidráulicos. Sin embargo, es evidente que pueden producirse otras. En cualquier caso la experiencia y las lógicas deducciones del técnico serán las que solucionen el problema.

Tampoco los remedios expuestos indican categóricamente que se excluyan otros.

Es importantísimo que las reparaciones sean efectuadas por un personal técnico conocedor de la materia y de los elementos, y es de advertir la escrupulosa limpieza que debe observarse en la manipulación de las piezas componentes de éstos.

Finalmente cabe mencionar que el mejor remedio para las averías es el evitarlas, de ahí la importancia de contar con el mantenimiento adecuado en el supuesto de que tanto el proyecto como el montaje hayan sido realizados correctamente.

Otro factor importante para la prevención de futuras averías, y considerando que muchas suelen ser repetitivas, es el análisis de los componentes averiados ya que de un profundo estudio del componente puede determinarse la causa concreta de la avería, y en su caso buscar las soluciones oportunas para evitar que ésta se repita.

24.1 Bombas y motores

24.1.1 Avería: la bomba no da caudal o sólo da parte de él	
<i>Causas</i>	<i>Soluciones</i>
Sentido de giro invertido o acoplamiento mal anclado	Invertir el sentido de giro del motor o acondicionar la bomba para el verdadero sentido de giro; revisar si la chaveta está bien colocada
Nivel de aceite demasiado bajo	Rellenar el depósito
Filtro obturado	Limpiarlo o cambiarlo
Mal funcionamiento de la válvula situada en el tubo de aspiración	Reparar la válvula o suprimirla
Burbujas de aire en el circuito	Purgar el circuito
Entrada de aire por el tubo de aspiración	Cambiar el racor o la junta y comprobar la estanqueidad del circuito. Untar con grasa consistente los posibles puntos de aspiración de aire

Eje de la bomba roto	Cambiar el eje y comprobar la causa (sobrecargas o mala alineación)
Mala calidad del aceite	Consultar las recomendaciones
Aceite demasiado frío (viscosidad muy elevada)	Hacer girar la bomba a baja presión para calentar el aceite a través de la válvula de seguridad o instalar un sistema de precalentamiento
Bomba descebada	No existe purga en el tubo de presión (purgar la bomba aflojando el racor de la salida de presión)
Demasiada altura de aspiración	Reducir esta altura
Alta velocidad de giro	Reducir esta velocidad
No actúa la presión atmosférica en el interior del depósito (depósito estanco)	Adoptar un respiradero o un filtro de aire de capacidad suficiente

24.1.2 Avería: la bomba o el motor hacen ruido	
<i>Causas</i>	<i>Soluciones</i>
Cavitación	Purgar la bomba. Regular o comprobar las válvulas de deceleración del motor
Entrada de aire por el tubo de aspiración	Cambiar el racor o la junta y comprobar la estanqueidad del tubo
Entrada de aire por el retén del eje	Cambiar este retén
Emulsión	Purgar el circuito
Sistema de entrada de aire en el depósito obturado o no existe	Limpiar o instalar este sistema
Filtro de aspiración pequeño u obturado	Instalar un filtro mayor o limpiarlo
Diámetro de la aspiración demasiado pequeño	Colocar un tubo de diámetro mayor
Fugas en la carcasa	Apretar los tornillos, comprobar si las fugas provienen de las juntas
Piezas defectuosas de la bomba o del motor	Cambiar estas piezas
Bomba o motor sometidos a esfuerzos	Verificar la alineación de la bancada y apretar los tornillos uniformemente
Cuerpos extraños en el circuito de aspiración	Eliminar estas partículas y si es necesario limpiar el circuito
Muelle de paleta roto	Cambiar el muelle
Circuito obturado	Limpiarlo, y si es necesario, decaparlo y volverlo a limpiar
Tubo de aspiración aplastado	Cambiar este tubo o tratar de repararlo
Temperatura del aceite demasiado elevada	Verificar el circuito para encontrar el motivo (¿hay refrigerador?)
Bomba de alimentación averiada	Buscar la causa y remediarla (¿suciedad?)
Ruidos en el depósito (caja de resonancia)	Cambiar la posición o fijación del depósito, instalar dispositivo contra ruidos
Poros en el flexible de aspiración	Cambiarlo
Vibraciones en el circuito	Buscar la causa y remediarla
Otros defectos en la bomba o en el motor	Desmontar la bomba o el motor, verificar las piezas o probar los elementos en un banco de pruebas
Nivel de aceite demasiado bajo	Rellenar el depósito (fugas o circuito no lleno)
Mal funcionamiento de la válvula de aspiración	Repararla o eliminarla
Mala calidad del aceite	Consultar la sección de fluidos
Alta velocidad de giro del motor	Reducir la velocidad, colocar válvulas de frenado en el circuito para evitar la aceleración del motor

24.1.3 Avería: la bomba o el motor se calientan excesivamente	
<i>Causas</i>	<i>Soluciones</i>
Mala calidad del aceite	Consultar la sección de fluidos
Velocidad del fluido demasiado alta	Instalar tuberías de mayor diámetro
Nivel de aceite demasiado bajo	Rellenar el depósito (fugas o circuito no lleno)
Cartucho volumétrico de la bomba o del motor gastados	Cambiar estas piezas.
Grandes esfuerzos radiales o axiales	Limitarlos a los máximos permisibles y verificar alineaciones
Aumento de la velocidad inicial	Verificar la presión máxima; si es necesario cambiar el tipo de bomba (mayor caudal) e instalar la tubería correspondiente
Refrigerador insuficiente	Aumentar su capacidad
Refrigerador obstruido	Buscar la causa y remediarla (posos, sedimentos, etc.)
Poca diferencia entre la presión de tarado y la de trabajo	Aumentar la presión de tarado o disminuir la de trabajo
Presión demasiado elevada	Reducir la presión
Mala elección del regulador de presión	Sustituirlo por el adecuado
Mal funcionamiento del circuito	Verificar el circuito y si es necesario modificarlo
Juntas inadecuadas	Sustituirlas
Filtro obturado o pequeño	Limpiarlo o sustituirlo
Velocidad de giro demasiado alta	Reducir esta velocidad
Cavitación	Verificar el cebado de la bomba y purgar el circuito
Sistema de aireación obstruido	Limpiarlo
Circuito obstruido	Limpiarlo y si es necesario decaparlo y volverlo a limpiar
Tubo de aspiración aplastado	Cambiarlo o arreglarlo
Avería en la bomba de alimentación	Buscar la causa y remediarla
Otros defectos de la bomba o del motor	Desmontar estos elementos, verificar las piezas o probarlos en un banco de pruebas
Emulsión	Purgar el circuito

24.1.4 Avería: la bomba no da presión	
<i>Causas</i>	<i>Soluciones</i>
Presión mal regulada	Verificar la presión y aumentarla si es necesario
Limitador de presión atascado	Repararlo
Defecto del circuito eléctrico (solenoides del distribuidor o contactos)	Verificar el circuito eléctrico y repararlo (excitación del distribuidor de <i>by-pass</i>)
Fugas en el circuito (cilindros, válvulas, etc.)	Comprobar las juntas y sustituir las defectuosas
Error de interpretación del circuito	Verificar el circuito y modificarlo si es necesario
Eje de la bomba roto o chaveta mal colocada	Buscar la causa (¿bomba sometida a esfuerzos?), cambiar el eje, colocar bien la chaveta
Mala regulación de los contactos de puesta en vacío	Modificar la regulación de los contactos
La bomba no da caudal	Ver 24.1.1
Mala calidad del aceite	Ver la sección de fluidos
Dispositivo de arrastre defectuoso	Reparar este dispositivo (buscar las causas).
La correa de arrastre patina	Regular la correa o sustituirla
Circuito obstruido	Limpiarlo, y si es necesario decaparlo y volverlo a limpiar
Juntas imperfectas	Sustituirlas

24.1.5 Avería: pérdida de velocidad del motor	
<i>Causas</i>	<i>Soluciones</i>
Presión de entrada muy baja	Aumentar esta presión
Presión de salida muy elevada	Verificar el circuito
Plato distribuidor no hace contacto	Desmontar el motor y repararlo
Piezas del motor defectuosas	Sustituir las piezas
Temperatura del aceite demasiado elevada	Comprobar el circuito para encontrar la causa (¿hay refrigerador?)

24.1.6 Avería: control defectuoso de la velocidad	
<i>Causas</i>	<i>Soluciones</i>
Fugas importantes de la bomba	Comprobar el caudal y las causas, y si es necesario sustituir la bomba

24.1.7 Avería: el motor no funciona	
<i>Causas</i>	<i>Soluciones</i>
Par demasiado bajo	Aumentar la presión
Fugas internas o en el drenaje muy grandes	Verificar el funcionamiento de la corredera del plato distribuidor
Defecto de las tóricas del plato distribuidor	Colocarlas bien y verificar que el plato distribuidor se desplace
Caudal de la bomba insuficiente	Comprobar las causas. Reparar la bomba o sustituirla por otra de mayor caudal
Motor demasiado pequeño	Cambiarlo por un modelo mayor

24.1.8 Avería: mucho juego en el eje	
<i>Causas</i>	<i>Soluciones</i>
Rodamiento defectuoso	Cambiar el rodamiento
Excesivo esfuerzo radial o axial	Limitar estos esfuerzos a los mínimos permisibles
Acoplamiento no equilibrado	Equilibrarlo o cambiarlo

24.1.9 Avería: fugas en la bomba o en el motor	
<i>Causas</i>	<i>Soluciones</i>
Mala estanqueidad de los racores	Comprobar y remediarlo
Mala estanqueidad del retén	Cambiarlo
Fugas en la carcasa	Comprobar si proceden de las juntas y reparar, y si es necesario cambiar la carcasa
Superficies planas dañadas	Rectificar y lapear pero se aconseja enviarla al constructor Comprobar la contaminación del fluido
No hay válvula de deceleración en el circuito del motor (presión de frenado muy elevada)	Instalar una válvula de deceleración

24.2 Distribuidores

24.2.1 Avería: correderas agarrotadas	
<i>Causas</i>	<i>Soluciones</i>
Por deformación	Aflojar los tornillos y volverlos a apretar uniformemente. Verificar la planitud de las superficies de apoyo
Suciedad en el circuito	Limpiar el circuito y si es necesario decaparlo y limpiarlo de nuevo
Mala calidad del aceite	Consultar la sección de fluidos
Agua en el circuito	Si la hay, comprobar el refrigerador y el circuito de circulación del agua. Si no hay refrigerador buscar las posibles fuentes de ingreso del agua (¿tapa del depósito?)
Aceite espeso (quizás por un largo período de almacenaje)	Limpiar la corredera y si es necesario cambiar el aceite
Error en el montaje de las piezas	Comprobarlo con los planos de despieces
Juntas imperfectas	Sustituirlas
Gran velocidad de circulación del aceite (pérdida de carga)	Sustituir el distribuidor por otro de mayor diámetro
Tuberías sometidas a tensiones o alargamientos	Dotarlas de las curvas de compensación (solamente cuando hay diferencias importantes de temperaturas)
Aceite demasiado frío	Hacer girar la bomba a baja presión para calentar el aceite o instalar un sistema de precalentado
Corredera defectuosa	Repararla
No hay drenaje o existe una contrapresión en esta línea	Conectar el drenaje o enviarlo directa e independientemente al depósito

24.2.2 Avería: El solenoide no funciona	
<i>Causas</i>	<i>Soluciones</i>
Bobina quemada	Buscar la causa y cambiar la bobina
Corredera agarrotada	Ver 24.2.1
No llega corriente	Comprobar cables y fusibles
Error en el circuito eléctrico	Verificar el circuito

24.2.3 Avería: la presión piloto de la corredera no actúa	
<i>Causas</i>	<i>Soluciones</i>
Corredera agarrotada	Ver 24.2.1
No hay presión	Verificar el circuito
No hay línea de pilotaje	Instalar esta conducción
Línea de pilotaje obturada	Limpiar esta línea (acumulación de suciedad)
La corredera no retorna	Bloque amortiguador mal regulado. Ver si el tapón taladrado del piloto está obstruido

24.2.4 Avería: el distribuidor se calienta excesivamente	
<i>Causas</i>	<i>Soluciones</i>
Temperatura del circuito demasiado elevada	Reducir la presión inicial o instalar un refrigerador
Mala calidad del aceite	Consultar la sección de fluidos
Circuito sucio	Limpiarlo y si es necesario decaparlo y volverlo a limpiar
Error en el circuito eléctrico	Verificar este circuito
Corredera agarrotada	Ver 24. 2.1
Corredera defectuosa	Repararla

24.2.5 Avería: el distribuidor hace ruido	
<i>Causas</i>	<i>Soluciones</i>
Distribuidor demasiado pequeño	Instalar distribuidor y tuberías de mayores dimensiones
Vibraciones en el circuito	Fijar las tuberías
No hay dispositivo antichoque	Montar este dispositivo
Corredera defectuosa	Repararla
Corredera agarrotada	Comprobar si el circuito tiene suciedad (ver 24.2.1)

24.2.6 Avería: fugas en el distribuidor	
<i>Causas</i>	<i>Soluciones</i>
Mala estanqueidad de los racores	Verificar las juntas (para fluidos especiales: juntas especiales)
Juntas defectuosas	Cambiarlas
Racores flojos	Apretarlos
Defecto del distribuidor	Repararlo (¿grietas en el cuerpo?)
Contrapresión en el drenaje	Conectar esta línea directa e independientemente al depósito
No está conectado el drenaje	Conectarlo

24.3 Servoválvulas

24.3.1 Avería: servoválvulas agarrotadas	
<i>Causas</i>	<i>Soluciones</i>
Tubería de alimentación obturada	Verificar si el circuito está limpio y limpiarlo en caso contrario
Filtro obstruido	Comprobar la limpieza del circuito y limpiar el filtro o cambiar su cartucho
Retorno mecánico de la corredera (<i>feed-back</i>) agarrotado	Encontrar las causa y remediarla (válvula sometida a esfuerzos)
Válvula sometida a esfuerzos	Aflojar los racores y volverlos a apretar uniformemente

24.3.2 Avería: la servoválvula no funciona	
<i>Causas</i>	<i>Soluciones</i>
Defecto del circuito eléctrico	Verificar este circuito y el amplificador
Circuito magnético averiado	Repararlo o cambiarlo
No hay corriente diferencial	Verificar la instalación eléctrica

No hay presión	Verificar el circuito
Tubería de alimentación obstruida	Ver 24.3.1
Filtro obturado	Ver 24.3.1
Retorno mecánico (<i>feed-back</i>) agarrotado	Ver 24.3.1
Válvula sometida a esfuerzos	Ver 24.3.1
Mala calidad del aceite	Consultar apartado de fluidos
Aceite demasiado espeso	Limpiar la válvula y si es necesario cambiar el aceite
Temperatura del aceite muy alta	Reducir la presión inicial o montar o aumentar el refrigerador
Válvula pequeña capacidad	Instalar una válvula mayor
Válvula defectuosa	Repararla

24.3.3 Avería: la servoválvula se calienta excesivamente

<i>Causas</i>	<i>Soluciones</i>
Error en la corriente	Verificar la corriente y los transformadores o instalar éstos
Retorno mecánico de la corredera (<i>feed-back</i>) agarrotado	Ver 24.3.2

24.4 Antirretornos

24.4.1 Avería: válvula agarrotada

<i>Causas</i>	<i>Soluciones</i>
Válvula sometida a esfuerzos	Aflojar los tornillos y apretarlos uniformemente
Montaje incorrecto	Respetar las instrucciones de montaje
Asiento de la válvula desplazado	Montar un nuevo asiento comprobando que queda bien colocado
El control del piloto agarrotado	Buscar la causa y reparar o cambiar el control
No hay drenaje	Conectarlo
Contrapresión en el drenaje	Conectar el drenaje directa e independientemente al depósito (sin unirlo a otros retornos o drenajes)

24.4.2 Avería: fugas

<i>Causas</i>	<i>Soluciones</i>
Asiento de la válvula defectuoso	Sustituir el asiento y la corredera comprobando la limpieza del circuito
Mala estanqueidad	Verificar las juntas (recordar que para fluidos especiales: juntas especiales)
Juntas defectuosas	Cambiarlas
Racores flojos	Apretarlos

24.4.3 Avería: resonancias

<i>Causas</i>	<i>Soluciones</i>
Falta de circuito antichoque	Instalarlo

24.5 Reguladores de presión

24.5.1 Avería: cavitación en el regulador de presión	
<i>Causas</i>	<i>Soluciones</i>
Asiento defectuoso	Sustituirlo
Control del piloto defectuoso	Reparar el control
Velocidad del aceite muy elevada	Montar un regulador mayor
Mala calidad del aceite	Consultar el apartado de fluidos
Circuito obstruido	Limpiar el circuito y si es necesario decaparlo
Defecto en el circuito antichoque	Reparar el regulador o cambiar el muelle

24.5.2 Avería: regulador de presión agarrotado	
<i>Causas</i>	<i>Soluciones</i>
Regulador sometido a esfuerzos	Aflojar los tornillos y apretarlos uniformemente
Temperatura del aceite muy baja	Hacer girar la bomba a baja presión o instalar un sistema de precalentamiento
Tubería sometida a esfuerzos	Instalar codos o tramos de tubería flexible para compensar
No existe drenaje o hay sobrepresiones	Instalar esta línea o conectarla convenientemente

24.5.3 Avería: el regulador no funciona	
<i>Causas</i>	<i>Soluciones</i>
Muelle roto	Sustituirlo
Regulador agarrotado	Buscar la causa y repararlo

24.5.4 Avería: el regulador se calienta excesivamente	
<i>Causas</i>	<i>Soluciones</i>
Temperatura del circuito demasiado elevada	Respetar la presión máxima (¿refrigerador?)
Velocidad del aceite demasiado alta	Instalar un regulador mayor

24.6 Reguladores de caudal

24.6.1 Avería: el regulador no funciona	
<i>Causas</i>	<i>Soluciones</i>
Regulador sometido a esfuerzos	Aflojar los tornillos y apretarlos uniformemente
Asiento defectuoso	Sustituirlo
Corredera de estrangulación defectuosa	Sustituirlo
Válvula antirretorno agarrotada	Verificar válvula y asiento (¿muelle roto?)
Corredera de estrangulación	Sustituirlo
Elemento compensador defectuoso	Desmontar este elemento y sustituir las piezas defectuosas
Regulador agarrotado	Comprobar la limpieza del circuito y sustituir esta pieza
Muelle roto	Cambiarlo
Corrosión en el dispositivo de regulación	Limpiarlo o cambiarlo si es necesario
Regulador mal calculado	Instalar el adecuado

24.7 Válvulas de frenado

24.7.1 Avería: el circuito antichoque no funciona	
<i>Causas</i>	<i>Soluciones</i>
Muelle roto o pistón agarrotado	Sustituirlo
Circuito obturado	Limpiarlo

24.8 Cilindros

24.8.1 Avería: el cilindro funciona demasiado libre	
<i>Causas</i>	<i>Soluciones</i>
Juntas del pistón o de las guías defectuosas	Sustituirlas
Fugas en la guía	Verificar la guía y sustituir las piezas defectuosas
Presión demasiado baja	Verificar la presión de funcionamiento. Instalar un regulador de presión o de caudal

24.8.2 Avería: funcionamiento desigual	
<i>Causas</i>	<i>Soluciones</i>
El cuerpo no es cilíndrico	Sustituir el cilindro, o donde sea posible, retocar el cuerpo para conseguir su forma.
Variaciones de esfuerzos	Instalar una válvula de secuencia y una de retención
Variaciones de presión	Verificar el circuito

24.9 Filtros

24.9.1 Avería: filtración inadecuada	
<i>Causas</i>	<i>Soluciones</i>
Demasiada luz de malla	Instalar un filtro de menos luz. Atención con la capacidad de filtrado
Filtro obturado, el aceite pasa en derivación a través de la válvula incorporada	Limpiar el filtro y si es necesario todo el circuito
Error en la instalación	Atención al sentido de circulación
Campo magnético averiado	Instalar nuevos elementos magnéticos
Elementos obturados	Limpiar los elementos, o cambiarlos
Error en el circuito	Modificar el circuito

24.10 Depósitos

24.10.1 Avería: aceite contaminado	
<i>Causas</i>	<i>Soluciones</i>
Defectuosa estanqueidad de las juntas	Sustituir las juntas, comprobando su compatibilidad con el tipo de fluido y si es necesario modificarlas

Circuito contaminado	Vaciar y limpiar el circuito
Filtro de aire inadecuado	Instalar el requerido
Filtro de aire defectuoso	Limpiarlo y cambiarlo
Tuberías y circuitos obstruidos	Limpiar, decapar y limpiar nuevamente

24.10.2 Avería: emulsión	
<i>Causas</i>	<i>Soluciones</i>
Nivel de aceite muy bajo	Llenar hasta el nivel máximo
Circuito no lleno	Rellenar el circuito (¿fugas?)
Tubería de aspiración y retorno no separadas por un tabique de decantación	Instalar este tabique en el depósito
Retorno por encima del nivel del aceite	Instalar el retorno por debajo del nivel del aceite del depósito
Cavitación	Depresión demasiado fuerte en la aspiración. Verificar sección del tubo, longitud y capacidad del filtro
Mala calidad del aceite	Consultar apartado de fluidos
Depresión en el interior del depósito	Modificar el sistema de entrada de aire al depósito
Mal montaje en la tubería de retorno	En la tubería de retorno hay una T que hace de venturi, no siendo el ramal central estanco a la depresión

24.10.3 Avería: temperatura demasiado elevada	
<i>Causas</i>	<i>Soluciones</i>
Ningún sistema de refrigeración	Montar un refrigerador o modificar la superficie del depósito para mejor disipación de calor
Refrigerador no adecuado	Aumentar su capacidad o la superficie del depósito
Superficie de disipación de calor muy pequeña	Aumentar esta superficie
Alta temperatura ambiente	Cambiar de sitio el depósito o instalar un refrigerador
Depósito cercano a una fuente de calor	Verificar la distancia del depósito a la fuente de calor y si es necesario montar una pantalla aislante
Presión en el circuito demasiado elevada	Modificar la presión inicial
Error en la instalación	Modificar la instalación
Elementos defectuosos en el circuito (bomba, etc.)	Sustituir estos elementos
No hay indicadores de nivel de aceite y no es posible controlar dicho nivel	Instalar un indicador de nivel

24.11 Acoplamientos

24.11.1 Avería: el acoplamiento se calienta	
<i>Causas</i>	<i>Soluciones</i>
Mala alineación axial	Alinear con toda precisión el acoplamiento, la bomba y el dispositivo de arrastre
Defecto eléctrico (acoplamiento eléctrico)	Repararlo
Acoplamiento inadecuado	Montar el acoplamiento adecuado

Poca elasticidad	Montar un acoplamiento de mayor elasticidad
Amortiguadores defectuosos	Sustituílos
Acoplamiento mal equilibrado	Equilibrarlo
Sometido a esfuerzos o poco apretado	Aflojar los tornillos y apretarlos uniformemente

24.12 Tuberías

24.12.1 Avería: vibraciones	
<i>Causas</i>	<i>Soluciones</i>
Tuberías mal fijadas	Colocar amarres suplementarios a intervalos regulares
Variaciones de presión en el circuito	Verificar las uniones entre las bombas y las válvulas (demasiada tensión en los flexibles)
Mala alineación axial	Alinear axialmente
Resonancias en cuerpos huecos	Utilizar un sistema contra vibraciones en las planchas y fijar los bastidores con hormigón
No hay circuito antichoque	Instalar este circuito
Cavitación en el circuito	Buscar la causa
Inestabilidad en los reguladores de presión	Comprobar estos reguladores
Caudal de la bomba a impulsos	Comprobar con un oscilógrafo si el caudal de la bomba va a impulsos y si es así cambiar la bomba
Aire en el circuito	Circuito mal purgado

24.12.2 Avería: estanqueidad imperfecta	
<i>Causas</i>	<i>Soluciones</i>
Juntas mal colocadas	Colocar de nuevo las juntas según las instrucciones de montaje
Juntas no colocadas	Montarlas
Juntas defectuosas	Sustituírlas
Racores flojos	Apretar los racores
Instalación defectuosa de la tubería	Consultar las instrucciones de montaje

24.12.3 Avería: contaminación	
<i>Causas</i>	<i>Soluciones</i>
Circuito no limpio	Proceder en consecuencia
Circuito no decapado	Decaparlo y volverlo a limpiar
Tuberías con calamina	Eliminarla, limpiar el circuito y volver a montar las tuberías
Mala soldadura	Verificar las soldaduras y atenerse a las instrucciones de montaje

24.13 Acumuladores

24.13.1 Avería: el acumulador no funciona	
<i>Causas</i>	<i>Soluciones</i>
Válvula de retención agarrotada	Repararla o sustituirla
Presión demasiado baja del circuito	Aumentar la presión inicial

Diferencia de presión demasiado pequeña	Aumentar esta diferencia
Guarniciones y juntas rotas	Sustituir las defectuosas
Mal montaje del acumulador	Volver a montar respetando las instrucciones de montaje

24.13.2 Avería: el acumulador se calienta excesivamente	
<i>Causas</i>	<i>Soluciones</i>
Velocidad demasiado rápida	Instalar una válvula de estrangulación y reducir la velocidad
Presión demasiado elevada	Reducir la presión inicial

24.14 Refrigeradores

24.14.1 Avería: refrigeración insuficiente	
<i>Causas</i>	<i>Soluciones</i>
Temperatura de arranque del refrigerador demasiado elevada	Instalar un refrigerador mejor adaptado o modificar el existente
Circuito obstruido	Limpiar el circuito
Potencia escasa del ventilador	Aumentar la potencia
Capacidad insuficiente del refrigerador	Cambiarlo
Llegada defectuosa del agua al refrigerador	Comprobar la llegada de agua
Ventilador defectuoso	Reparar el ventilador
Defecto de fabricación	Cambiar el refrigerador
Aumento de la potencia de arrastre de la instalación	Verificar que el tipo de refrigerador sea apropiado a la potencia de la instalación
Escasa capacidad de intercambio de calor y circulación muy continua del mismo aceite	Montar un refrigerador de mayor capacidad o aumentar la capacidad del depósito

24.14.2 Avería: emulsión de agua en el aceite	
<i>Causas</i>	<i>Soluciones</i>
Circuito de refrigerador defectuoso	Reparar este circuito y vaciar completamente el aceite varias veces si es necesario hasta asegurarse que se ha eliminado completamente el agua
Fenómeno de condensación, temperatura de entrada del agua demasiado baja	Para evitar este fenómeno se deberá verificar el circuito. La condensación aparece cuando la temperatura del agua es demasiado baja y cuando recircula poco aceite en el circuito
Entrada de agua por el depósito o los cilindros	Sustituir las juntas o los retenes para evitar la entrada de agua por los cilindros o por el depósito. Hacerlo hermético y colocar una vejiga de presurización

24.15 Varios

24.15.1 Avería: contaminación	
<i>Causas</i>	<i>Soluciones</i>
Filtración defectuosa	Mejorar el filtrado

Los vástagos de los cilindros introducen suciedad	Montar collarines, juntas, retenes, etc.
No se ha protegido la instalación durante el montaje y se ha producido contaminación en la puesta en marcha	Proteger los taladros con tapones durante el montaje y limpiar antes de la puesta en marcha

24.15.2 Avería: emulsión	
<i>Causas</i>	<i>Soluciones</i>
Aire en el circuito	Purgar el circuito
Cavitación	Ver 24.1.2
Línea de retorno por encima del nivel del aceite	Los retornos deben descargar por debajo del nivel del aceite

24.15.3 Avería: variación de temperatura	
<i>Causas</i>	<i>Soluciones</i>
No hay termostato en el refrigerador	Montar un termostato
Parados intermitentes del refrigerador	Comprobar el circuito

24.15.4 Avería: presostato inestable	
<i>Causas</i>	<i>Soluciones</i>
Dispositivo defectuoso	Cambiarlo
Microcontacto defectuoso	Cambiarlo
Fuga de corriente	Verificar eléctricamente el contacto de presión. Si es necesario utilizar el contacto con protector
Circuito eléctrico defectuoso	Verificar el circuito

Anexos

1 Simbología

Para conseguir una visión general de un sistema o circuito se precisa un método para representarlo, es decir, un dibujo o diagrama en el que aparezcan todos y cada uno de sus componentes, así como las conexiones y líneas que los enlazan entre sí.

Cuando este diagrama o esquema está bien realizado se puede fácilmente comprender el funcionamiento del conjunto sin necesidad de una memoria explicativa del mismo.

Para facilitar la comprensión de un esquema se representan los elementos que lo componen por medio de unos símbolos estandarizados que se reflejan a lo largo del presente capítulo.

Los símbolos de los componentes representan esquemáticamente su funcionamiento interno y su sistema de control o regulación, ya que si se representaran en función de su apariencia externa surgirían muchos problemas de interpretación al haber muchos componentes externamente iguales.

Existen diversas normas para simbolizarlos distintos elementos. Entre ellas, las más utilizadas en Europa son las CETOP (Comité Europeene des Transmissions Oleohydrauliques et Pneumatiques), o las ISO (International Standard Organisation).

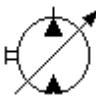
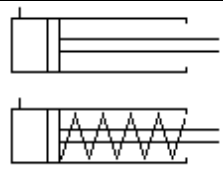
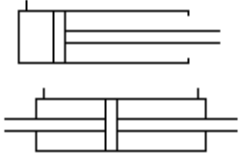
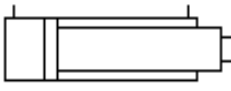
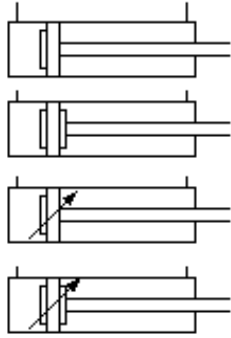
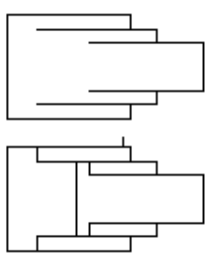
Las tablas siguientes explican cómo representar un elemento, en un circuito, de la forma más sencilla y clara posible, si bien cuando se diseña y se hace el diagrama suelen incluirse detalles no considerados en la simbología estándar. Por ejemplo, un motor bidireccional debe tener un drenaje externo. Este drenaje no viene representado en la simbología estándar, pero al dibujar el circuito sí se representa ya que se debe informar al montador sobre la existencia del mismo y el lugar determinado donde se conectará este drenaje.

Al final de los capítulos dedicados al diseño hay una serie de ejemplos de esquematización de circuitos claramente explicados.

Los componentes de un circuito oleohidráulico se esquematizan en un croquis del circuito mediante un símbolo; al ser diversas las opciones de montaje (válvulas) o de construcción (bombas y motores) que pueden aparecer en un sistema, y para una mejor clarificación de las mismas, acompañará al croquis del sistema una memoria explicativa de los componentes. Así por ejemplo, se especificará si la bomba o el motor es de paletas, engranajes o pistones, si las válvulas son insertadas o para montaje en línea o panel, etc.

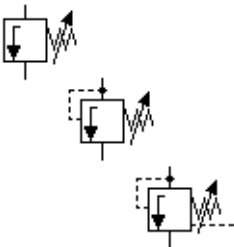
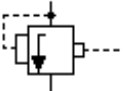
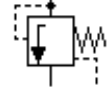
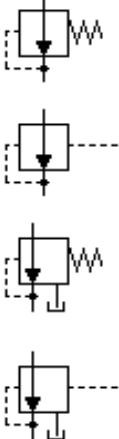
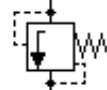
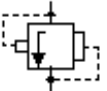
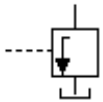
Descripción	Símbolo	Aplicaciones
1 Básicos		
1.1 Líneas		
Continuas		Línea principal
Trazo largo		Línea secundaria
Trazo corto		Línea de drenaje o pilotaje
Doble		Conexión mecánica (eje, palanca,...)
Cadena larga		Envoltura (Límite de un conjunto)
1.2 Círculos, semicírculos		
Grande		Unidades de conversión de energía (bombas, motores, compresores...)
Mediano		Instrumentos de medida
Pequeño		Conexiones rotativas, válvulas con bola
Muy pequeño		Accionadores mecánicos
Semicírculo		Actuadores rotativos
1.3 Cuadros y rectángulos		Generalmente válvulas de control (excepto antirretornos)
1.4 Rombos		Aparatos acondicionadores (filtros, separadores, lubricadores, intercamb.)
1.5 Varios		
		Conexión entre líneas
		Muelle
		Restricción (afectada por la viscosidad)
		Restricción (no afectada por la viscos.)
2 Funcionales		
2.1 Triángulos		
Sólido		Dirección del fluido hidráulico
Hueco		Dirección del fluido neumático
2.2 Flechas		
		Dirección y sentido de giro
		Vías y dirección (internas en válvulas)
2.3 Flecha inclinada		Posibilidad de regulación o variación

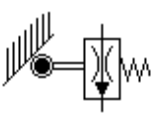
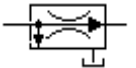
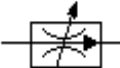
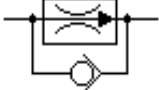
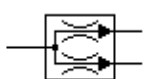
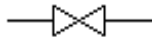
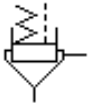
Descripción	Símbolo	Aplicaciones
3 Bombas y compresores		
3.1 Cilindrada fija		Una dirección del fluido Dos direcciones del fluido
3.2 Cilindrada variable		Una dirección del fluido Dos direcciones del fluido
3.3 Compresor (capacidad fija)		Siempre una dirección del fluido
4 Motores y bomba-motor		
4.1 Cilindrada fija		Una dirección del fluido Dos direcciones del fluido
4.2 Cilindrada variable		Una dirección del fluido Dos direcciones del fluido
4.3 Oscilante		
4.4 Cilindrada fija		Funciona como bomba o como motor según la dirección del flujo Funciona como bomba o como motor sin cambiar la dirección del flujo Funciona como bomba o como motor independientemente de la dirección del flujo

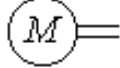
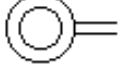
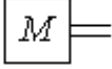
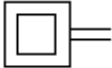
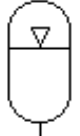
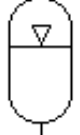
Descripción	Símbolo	Aplicaciones
4 Motores y bomba-motor (cont.)		
4.5 Cilindrada variable		Funciona como bomba o como motor sin cambiar la dirección del flujo
4.6 Grupos		Convertidores de par
5 Cilindros		
5.1 De simple efecto		Retorno por fuera sin especificar Retorno por muelle
5.2 de doble efecto		Con un vástago Con doble vástago
5.3 Diferencial		Depende de la diferencia de áreas efectivas a ambos lados del pistón
5.4 Con amortiguador		Amortiguador simple y fija Amortiguador doble y fija Amortiguador simple y ajustable Amortiguador doble y ajustable
5.5 Telescópico		De simple acción De doble acción

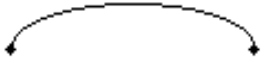
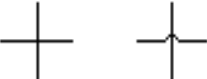
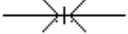
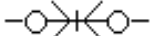
Descripción	Símbolo	Aplicaciones
5 Cilindros (cont.)		
5.6 Multiplicador de presión		La relación de presiones entre la entrada y la salida será proporcional a la relación de áreas de los émbolos
5.7 Actuador aire-aceite		Convierte una presión neumática en hidráulica.
6 Válvulas de control: generalidades		
6.1 Un cuadro		Se trata de una válvula de control de presión o de caudal
6.2 Dos o más cuadros		Se trata de una válvula direccional con tantas posiciones como cuadros
6.3 Simplificado		Usado para válvulas repetitivas, el núm. remite a la válvula original
7 Válvulas direccionales: generalidades		
7.1 Pasos Cuadros que contienen líneas interiores		Un paso Dos vías cerradas Dos pasos Dos pasos y una vía cerrada Dos pasos interconectados Un paso en <i>by-pass</i> y dos vías cerradas
8 Válvulas direccionales		
8.1 Dos vías y dos posiciones		Control manual Accionada por presión
8.2 Tre vías y dos posiciones		Accionada por presión en ambos lados Accionada por solenoide y retorno por muelle
8.3 Cuatro vías y dos posiciones		Pilotada por válvula de solenoide y retorno por muelle

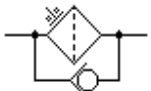
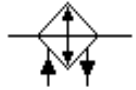
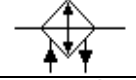
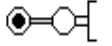
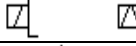
Descripción	Símbolo	Aplicaciones
8 Válvulas direccionales (cont.)		
8.4 Cinco vías y dos posiciones		Accionada por presión en ambos sentidos
8.5 Cuatro vías y tres posiciones		Pilotada con válvula de solenoide y centrada por muelles
9 Válvulas progresivas Dos posiciones extremas y un número infinito de posiciones intermedias, en función del desplazamiento		
9.1 General		Muestra las dos posiciones extremas
9.2 Dos vías		Muestra las dos posiciones extremas y la central (o neutral)
9.2 Dos vías		Accionada por rodillo y retorno por muelle
9.3 Tres vías		Accionada por presión y retorno por muelles
9.4 Cuatro vías		Accionada por palanca
10 Servoválvulas		
10.1 De una etapa		Funcionamiento directo
10.1 De una etapa		Con realimentación mecánica y pilotaje indirecto
10.2 De dos etapas		Con realimentación hidráulica y pilotaje indirecto
11 Antirretornos		
11.1 Libre		Abre si la presión de entrada es superior a la de la salida
11.2 Con muelle		Idem, más la fuerza del muelle
11.3 Paracaídas		Cierra al romperse la tubería y despresurizar
11.4 Pilotado abierto		Al pilotar se cierra el paso
11.5 Pilotado centrado		Al pilotar se abre el paso
11.6 Selector de pilotaje		Mantiene la presión en la línea de pilotaje tomándola de la línea activa

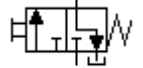
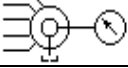
Descripción	Símbolo	Aplicaciones
12 Válvulas reguladoras de presión		
12.1 Seguridad		Directa Con pilotaje interno Con pilotaje interno y drenaje externo
12.2 Seguridad proporcional		La presión de salida queda limitada a un valor proporcional al del pilotaje
12.3 Secuencia		Abre cuando la presión de entrada vence la fuerza del muelle
12.4 Reductora		Sin descarga Sin descarga y con control remoto Con descarga Con descarga a tanque y con control remoto
12.5 Reductora diferencial		La presión de salida se reduce en una cantidad fija de la presión de entrada
12.6 Reductora proporcional		La presión de salida se reduce en relación fija a la presión de entrada
12.7 Control remoto		Controla la presión de pilotaje de la válvula principal
12.8 Puesta en vacío, descarga		Al llegar a una presión determinada conecta al tanque la línea principal

Descripción	Símbolo	Aplicaciones
13 Válvulas reguladoras de caudal		
13.1 Genérica		Símbolo simplificado no indica el método de control ni el estado de la válvula
13.2 Proporcional		Control manual
		Control mecánico y retorno por muelle
13.3 Reguladora		Caudal de salida constante Independiente de la presión de entrada
		Caudal de salida constante. Igual que la anterior, pero descargando al tanque el exceso de caudal
		Caudal de salida regulable
		Caudal de salida regulable y descarga a tanque
		Nota: las válvulas compensadas operan en un sólo sentido de circulación. Para caudales inversos incluir un antirretorno
13.4 Divisora de caudal		El caudal se divide en otros dos con relaciones constantes, independientes de las variaciones de presión
13.5 Llave de bola		Funciona totalmente abierta o cerrada
13.6 Llave de paso		Funciona totalmente abierta o cerrada
13.7 Válvula de aguja		Permite restringir el caudal
14 Válvulas de cartucho		
14.1 Corredera normalizada		Relación de áreas = 1:1
		Relación de áreas = 1:1,1 y 1:2

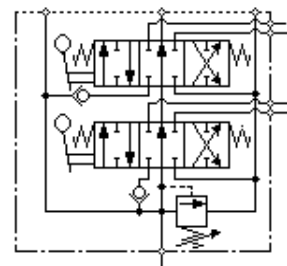
Descripción	Símbolo	Aplicaciones
14 Válvulas de cartucho (cont.)		
14.2 Corredera reguladora de caudal		Relación de áreas = 1:2
14.3 Corredera estrangulada		Relación de áreas = 1:1,1
15 Fuentes de energía		
15.1 Fuentes de presión Hidráulica Neumática		Fuente de energía inespecífica
		Fuente de energía hidráulica
		Fuente de energía nemótica
15.2 Motor eléctrico		
		
15.3 Motor térmico		
		
16 Acumuladores		
16.1 Neumático		El fluido se mantiene presurizado en su interior por medio de un gas comprimido
16.2 Mecánico		El fluido se mantiene presurizado en su interior por medio de un muelle
16.3 Vejiga		Se utiliza para mantener presurizados los depósitos hidráulicos

Descripción	Símbolo	Aplicaciones
17 Líneas y conexiones		
17.1 Principal Rígida Flexible	 	Línea principal de presión, retorno o aspiración Rígida Flexible
17.2 Pilotaje		Línea de pilotaje
17.3 Drenaje		Drenaje o purga
17.4 Unión de líneas		Con unión
17.5 Cruce de líneas		Sin unión
17.6 Purga de aire		Para eliminar el aire del circuito
17.7 Toma de energía con tapón conectada	 	Utilizadas para tomas de fuerza hidráulica o para la conexión de instrumentos de medida
17.8 Enchufe rápido desconectado conectado desconectado conectado	   	Sin válvula de retención Con válvula de retención y apertura mecánica
17.9 Conexión rotativa	 	De un paso De tres pasos

Descripción	Símbolo	Aplicaciones
18 Acondicionadores		
18.1 Filtro o colador		
18.2 Filtro con <i>by-pass</i>		Y con indicación de colmación
18.3 Filtro de aires		Para aireación de depósitos y filtración en cilindros de simple efecto
18.4 Tapón de llenado		Para llenados de depósitos, puede incluir un filtro de aire
18.5 Controlador de temperatura		Inespecífico
18.6 Refrigerador		Por agua
		Eléctrico
18.7 Calentador		Por agua
		Eléctrico
19 Mecanismos de control		
19.1 Manuales		Pulsador
		Palanca
		Pedal
19.2 Mecánicos		Seguidor
		Muelle
		Leva
		Leva unidireccional
19.3 Eléctricos		Solenoide
		Proporcional
		Motor

Descripción	Símbolo	Aplicaciones
19 Mecánicos de control (cont.)		
19.4 Hidráulicos		Por presión
		Por presión diferencial
19.5 Combinados		Hidráulico y eléctrico
20 Instrumentos de medición		
20.1 Manómetro		
20.2 Termómetro		
20.3 Caudalímetro		
21 Accesorios		
21.1 Aislador de manómetro		
21.2 Selector de manómetro		
21.3 Válvula de purga de aire		
21.4 Nivel de fluido		Simple
		Con termómetro
21.5 Presostato		
21.6 Acoplamiento elástico		

Notas: Para aplicaciones móviles los distribuidores manuales están diseñados de forma que se pueden conectar en serie las unidades que sean necesarias; así mismo, el primer cuerpo lleva incorporada la válvula de seguridad



2 Fórmulas mas usuales

Son muchas las fórmulas empleadas en el estudio de los sistemas hidráulicos, algunas relacionadas con la hidráulica propiamente dicha, y otras de carácter mecánico y de resistencia de materiales.

El presente capítulo resume las más usuales.

2.1 Fórmulas básicas hidráulica

Presión	$P = F / A$
Caudal	$Q = V / t$
Potencia absorbida por una bomba	$N = (P \cdot Q) / \eta_{\text{total}}$
Potencia desarrollada por un cilindro	$N = F \cdot c$
Potencia desarrollada por un motor	$N = P \cdot Q \cdot \eta$
Potencia desarrollada por un motor	$N = M \cdot n \cdot \eta$
Par desarrollado por un motor hidráulico	$M = N / (\eta \cdot n)$
Par desarrollado por un motor hidráulico	$M = (P \cdot Q) / (n \cdot \eta_{\text{total}})$
Potencia disipada en un estrangulamiento	$N = K \cdot Q \cdot \Delta P$
Caudal absorbido por un cilindro	$Q = A \cdot c$
Caudal de una bomba o motor	$Q = V \cdot n$
Fuerza desarrollada por un cilindro	
Avance (sección pistón)	$F = P \cdot \pi \cdot R^2$
Retroceso (sección anular)	$F = P \cdot \pi \cdot (R^2 - r^2)$
Velocidad lineal de un cilindro	$c = Q / (\pi \cdot R^2)$
Compresibilidad del aceite *	$\Delta V = - (\Delta V / \Delta P) / V$
Descompresión del aceite **	$\Delta V = + (\Delta V / \Delta P) / V$
Rendimiento volumétrico	$\eta_v = Q_{\text{real}} / Q_{\text{teórico}}$

* Valores aproximados: a una presión de 70 kg/cm² corresponde una compresión del 0,5% ; a 100 kg/cm² del 0,75%, y a 140 kg/cm² del 1%

** Se debe descomprimir cuando ΔV supere los 160 cm³

2.2 Construcción de un cilindro

Pandeo del vástago (Euler)

$$\phi_{min} = \sqrt{(F \cdot L^2 \cdot 64 \cdot \alpha) / (E \cdot \pi^3)}$$

ϕ_{min} = Diámetro mínimo del vástago (mm)

F = Fuerza (kg)

L = Longitud de pandeo (cm)

α = Coeficiente de seguridad < 3

E = 20000 kg / cm²

Espesor de las paredes del cilindro

$$e = (\phi_i / 2) \cdot \sqrt{((R_p + P_i) / (R_p - P_i)) - 1}$$

e = Espesor de la pared (mm)

ϕ_i = Diámetro interno (mm)

R_p = Resistencia práctica (8:10) (kg/cm²)

P_i = Presión interior (kg/mm²)

2.3 Número de Reynolds

Para determinar si la circulación de un fluido en el interior de una tubería es laminar o turbulenta

Circulación laminar : Re < 2.500

Circulación turbulenta: Re > 3000

$$Re = (c \cdot \phi) / \nu$$

donde ν es la viscosidad cinemática = η / ρ

2.4 Caudal que pasa por una conducción

$$Q = c \cdot A$$

Factor importante para determinar la sección en tuberías de aspiración y retorno, así como el tipo de circulación. En el retorno se recomienda una velocidad de circulación inferior a 5 m/s y en la aspiración entre 0,50 y 1 m/s.

2.5 Pérdida de carga por rozamiento en el interior de una tubería

$$\Delta P = (8 \cdot Q^2 \cdot \lambda \cdot L_e) / (\pi^2 \cdot \phi^5)$$

Q = Caudal

λ = Coeficiente de rozamiento

L_e = Longitud equivalente

γ = Peso específico del líquido

ϕ = Diámetro interior del tubo

Con circulación laminar (Poisenille) $\lambda = 64 / Re$

2.6 Aumento de la temperatura por laminación (para aceites minerales)

$$\Delta t = \Delta P / 16,8$$

2.7 Caudal a través de un estrangulamiento

$$Q = K_c \cdot \sqrt{(\Delta P / \rho)}$$

K_c = Coeficiente de contracción

ρ = Densidad

2.8 Vida de una bomba

$$T = K / (n \cdot P^3)$$

T = Tiempo de vida

K = Constante según el tipo de bomba

P = Presión de trabajo

2.9 Viscosidad cinemática

$$\nu = \mu / \rho$$

ν = Viscosidad cinemática

μ = Viscosidad dinámica

ρ = Densidad

2.10 Par de un motor de una transmisión

Disponemos de una transmisión hidráulica y deseamos saber qué par desarrollará el motor hidráulico de la misma

$$M = M_{\text{bomba}} / (V_m / V_b)$$

V_m = Cilindrada motor

V_b = Cilindrada bomba

2.11 Cálculo de la transmisión para un vehículo

2.11.1 Esfuerzo de tracción (*Rule Thumb Value*)

$$ET = (m \cdot \beta_d \cdot \cos \varphi) + (p \text{ [kg]} \cdot \lambda_r \cdot \sin \varphi)$$

ET = Esfuerzo de tracción (kg)

m = Peso del vehículo (kg)

β_d = Coeficiente de deslizamiento = 0,8

φ = Ángulo de la pendiente

λ_r = Coeficiente de rodadura = 4%

2.11.2 Par en las ruedas

$$M_r = ((\phi / 2) \cdot ET) / n_h$$

ϕ = Diámetro de las ruedas motrices

n_h = Número de motores hidráulicos

2.11.3 Reducción

$$R = M_r / M_m = ((\phi / 2) \cdot ET) / (1,6 \cdot P \cdot V \cdot \eta \cdot n_h)$$

M_m = Par motor

V = Cilindrada motor

η = Rendimiento

2.11.4 Velocidades en llano

Desarrollo de la rueda

$$L = 2 \cdot \pi \cdot r$$

Caudal de la bomba

$$Q = n_b \cdot V_b$$

Velocidad

$$C = (n_m \cdot L) / R = (V_b \cdot L) / (V_m \cdot R)$$

n_b = Velocidad de la bomba

V_b = Cilindrada de la bomba

n_m = Velocidad motor

V_m = Cilindrada del motor

R = Reducción

2.12 Cálculo de una maquina de pesca

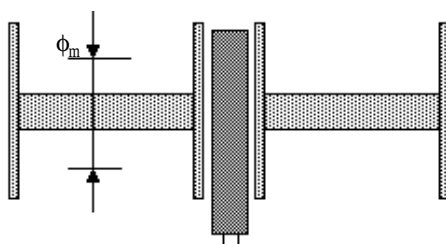


Fig. A.2.1 Maquina de pesca

Para el cálculo de una maquina de pesca se parte, generalmente, de los datos facilitados por el propio interesado, que indicará el tiro en kilos que desea conseguir y la velocidad de avance.

Los otros datos, como son la reducción existente y el diámetro del tambor, los facilitará cuando se trate de una adaptación de un sistema antiguo a otro, pero podrán ser definidos por el diseñador del sistema hidráulico cuando se trate de la construcción de una maquina nueva.

2.12.1 Velocidad de avance

$$C = \pi \cdot \phi \cdot n_t$$

C = Velocidad de avance del cable

ϕ = Diámetro medio del tambor

n_t = Velocidad de giro del tambor

2.12.2 Par en el tambor

$$M_t = T \cdot (\phi / 2)$$

T = Tiro

2.12.3 Par en el motor hidráulico

$$M_m = M_t / R = M_t (\phi / 2)$$

R = Reducción

2.12.4 Potencia del motor

$$N_m = M_m \cdot n_m = P \cdot Q \cdot \eta$$

n_m = Velocidad del motor

2.12.5 Velocidad del motor

$$n_m = n_t \cdot R$$

2.12.6 Tiro

$$T = P \cdot V_m \cdot R \cdot \eta / (\phi / 2)$$

V_m = Cilindrada motor

2.13 Selección del diámetro de las tuberías

Cuando se habla de diámetro de una tubería se entiende siempre el diámetro interno, independientemente del espesor de la pared. En la práctica existen diversos espesores de pared para cada medida normalizada de diámetro interno de tubería. La selección del espesor de la pared de las tuberías vendrá determinada por la presión máxima de la línea.

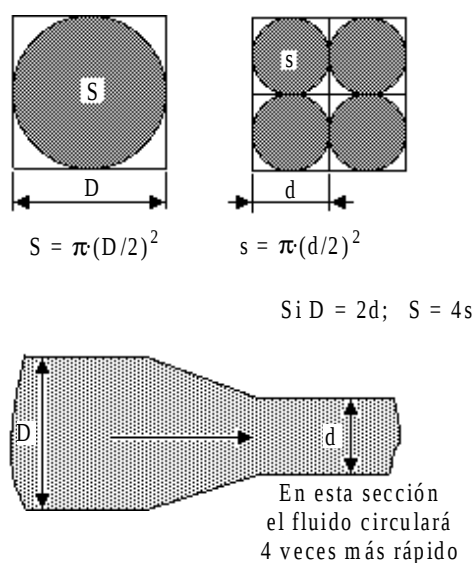
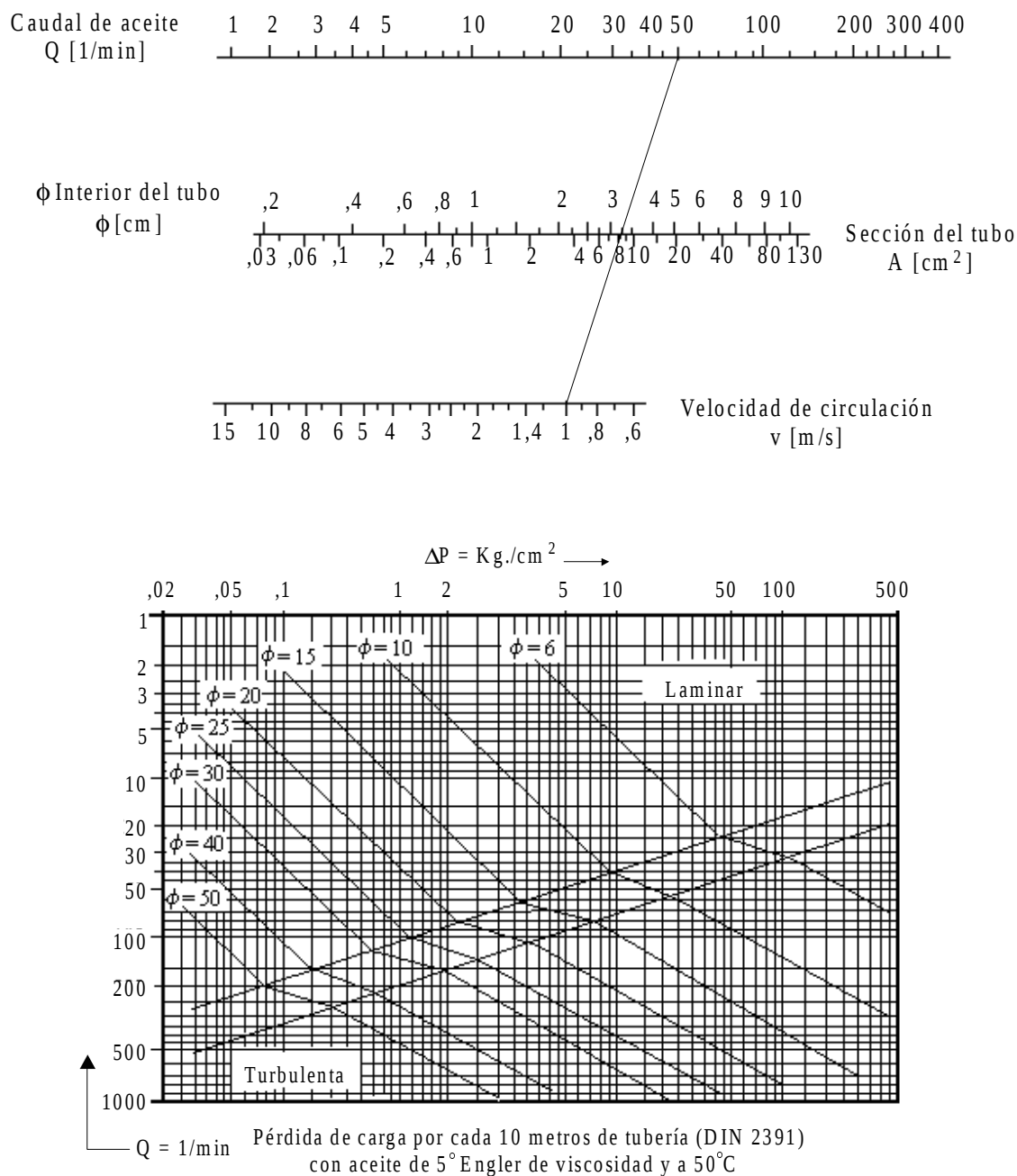


Fig. A.2.2 Relación sección / caudal

El diámetro interno de una tubería es la base de cálculo de la velocidad de circulación del fluido por su interior, y la sección o área de una tubería es proporcional al cuadrado de su radio.

La fig. A.2.2 ilustra esta relación en la que al doblar el diámetro, para obtener igual área de paso (igual velocidad de circulación), se ha de cuadruplicar el número de tuberías.

El nomograma de la página siguiente sirve para el cálculo rápido de la sección o diámetro de la tubería necesaria en función del caudal y la velocidad de circulación. El ejemplo ilustra el cálculo de una tubería para 50 l/min de caudal a una velocidad de 1 m/s (aspiración); al trazar la recta que une estos dos parámetros se cruza la línea central en un valor de 3,3 cm de diámetro de tubo, por lo que se usará el tubo estandarizado del diámetro inmediatamente superior al obtenido.



La gráfica anterior representa la relación entre el caudal y la pérdida de carga en cada 10 m de tubería de distintos diámetros.

3 Unidades

Una vez conocidas y estudiadas las fórmulas empleadas en el diseño de los sistemas hidráulicos, surge la necesidad de convertir las unidades de medición al sistema más usual.

Las distintas magnitudes empleadas en los cálculos de los circuitos pueden expresarse según distintos sistemas: el métrico-decimal (el más empleado) y el anglosajon (usado en el Reino Unido y en USA).

La relación siguiente muestra algunas de estas unidades, su símbolo convencional y la abreviatura usada para cada magnitud:

Símbolo	Magnitud	Unidad	
A	área	metro cuadrado	m ²
a	aceleración	metro por segundo al cuadrado	m / s ²
c	velocidad absoluta	metro por segundo	m / s
C _f	coeficiente de fricción	adimensional	
D, ϕ	diámetro	metro	m
e	espesor de una tubería	metro	m
F	fuerza	newton	N
f	coeficiente de fricción en tuberías	adimensional	
G	fuerza de gravedad	newton	N
g	aceleración de la gravedad	metro por segundo al cuadrado	m / s ²
K	constante en general	adimensional	
K	modulo de elasticidad volumétrico	adimensional	
L, l	longitud	metro	m
M	momento de inercia	newton metro	N·m
M	par	newton metro	N·m
m	masa	kilogramo	kg
n	número de revoluciones		s ⁻¹
N	potencia en general	vatio	W
P	presión	bar, pascal	bar, Pa
P _a	presión atmosférica	bar	bar
ΔP	golpe de ariete, pérdida de carga	bar	bar
Q, q	caudal	metro cúbico por segundo	m ³ / s
r	radio	metro	m
Re	número de Reynolds	adimensional	

t	temperatura Celsius	grado	°C
t	tiempo	segundo	s
u	velocidad tangencial	metro por segundo	m / s
V	volumen	metro cúbico	m ³
W	trabajo en general	julio	J
α	ángulo plano	radián	rad
β	ángulo plano	radián	rad
β	coeficiente de fricción en tuberías	segundo cuadrado por metro	s ² / m
γ	peso específico	kilogramo por metro cúbico	kg / m ³
η_t	rendimiento	adimensional	
η_b	rendimiento de la bomba	adimensional	
η_m	rendimiento motor	adimensional	
η_h	rendimiento hidráulico	adimensional	
η_c	rendimiento mecánico	adimensional	
κ	coeficiente de compresibilidad	pascal	Pa ⁻¹
μ	coeficiente de rozamiento	adimensional	
λ	viscosidad dinámica	newton segundo por metro cuadrado	N · s / m ²
ν	viscosidad cinemática	metro cuadrado por segundo	m ² / s
ρ	densidad	kilogramo por metro cúbico	kg / m ³
σ	tensión superficial	newton por metro	N / m
ω	velocidad angular	radian por segundo	rad / s
ε	modulo de elasticidad	kilopondio por centímetro cuadrado	Kp / cm ²

4 Índices de contaminación de los fluidos

Con la utilización masiva de válvulas proporcionales, servoválvulas y componentes con ajustadas tolerancias, surge la necesidad de utilizar fluidos con un nivel de contaminación máximo aceptable para estos componentes.

Ahora son ya muchos los fabricantes que en lugar de recomendar un grado de filtración mínimo para el correcto funcionamiento de sus componentes, prefieren recomendar un grado máximo de contaminación. Con ello se evitan los problemas surgidos por la definición de micras absolutas o nominales o por el hecho de que aún y con el filtro adecuado, el nivel de contaminación del fluido sea superior al máximo recomendado (por mal funcionamiento del filtro, rotura del elemento filtrante, válvula *by-pass* abierta, etc.).

Cada día más usuarios de instalaciones hidráulicas, como primera medida de mantenimiento preventivo, exigen un grado de filtración en sus circuitos capaz de mantener el fluido dentro de un nivel de contaminación establecido.

La distribución por tamaños de las partículas contaminantes en un fluido hidráulico usado (o en uso), es casi constante. Las cantidades entre partículas de un rango de tamaños y la del rango siguiente mantienen unas relaciones casi constantes que han dado origen a todas las tablas empleadas para indicar los índices de contaminación de los fluidos.

Nota: Los fluidos nuevos (sin usar) contienen también contaminantes, aunque generalmente (salvo los que se suministran ultrafiltrados) tienen gran cantidad de partículas de gran tamaño (silicatos, fibras, pintura del bidón, etc.) y muy pocas de tamaño inferior a los 10 µm, ya que éstas se originan por el desgaste de los componentes del sistema hidráulico.

Existen diversas normas internacionales para definir un fluido en función de la cantidad de contaminantes que lleva en suspensión. Los métodos más empleados son las normas CETOP RP 70 H, ISO:DIS 4406 y SAE : J1165, aunque en algunas aplicaciones todavía se emplean las normas NAS y MIL.

La tabla siguiente es la clave para la determinación del código ISO o CETOP. Para la determinación del nivel de contaminación de un fluido según las normas ISO sólo se cuentan las partículas superiores a 5 y 15 micras, y se identifica el fluido con las dos cifras correspondientes de la columna de la derecha de la tabla siguiente. Así pues, según el código ISO, un fluido 16/12 tendrá entre 32.000 y 64.000 partículas superiores a 5 µm y entre 2.000 y 4.000 partículas superiores a 15 µm en una muestra de 100 ml.

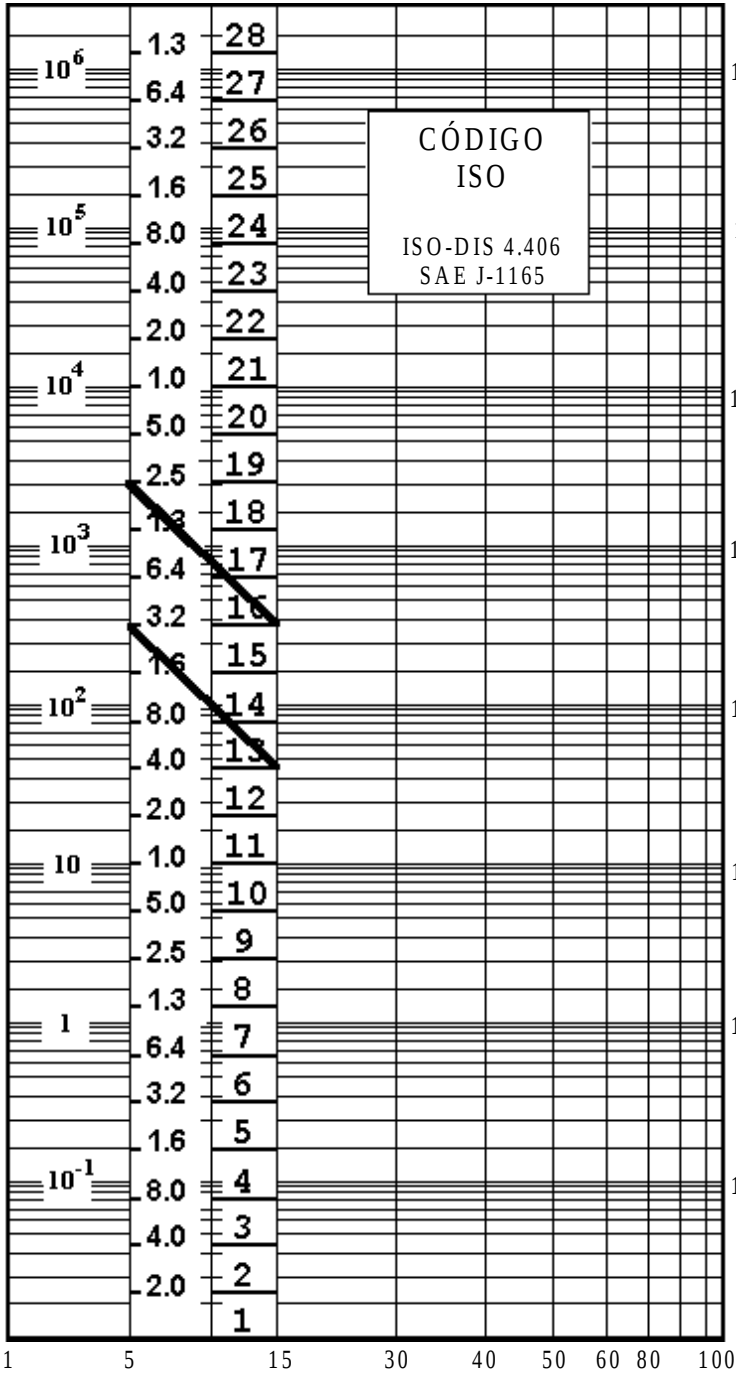
<i>Cantidad de partículas en 100 ml. Mínimo</i>	<i>Cantidad de partículas en 100 ml. Máximo</i>	<i>Número de CÓDIGO</i>
8.000.000	16.000.000	24
4.000.000	8.000.000	23
2.000.000	4.000.000	22
1.000.000	2.000.000	21
500.000	1.000.000	20
250.000	500.000	19
130.000	250.000	18
64.000	130.000	17
32.000	64.000	16
16.000	32.000	15
8.000	16.000	14
4.000	8.000	13
2.000	4.000	12
1.000	2.000	11
500	1.000	10
250	500	9
130	250	8
64	130	7
32	64	6
16	32	5
8	16	4
4	8	3
2	4	2
1	2	1

La tabla siguiente es la representación gráfica del código ISO, y es utilizada normalmente para expresar los resultados de los análisis de contaminante sólido de los fluidos hidráulicos.

El recuento de partículas en laboratorio se realiza por dos medios distintos: recuento visual por microscopio, con el que además se pueden medir las partículas mayores y determinar su origen o composición, y el recuento electrónico, mucho más rápido, aunque sólo nos indica cantidades de partículas superiores a un tamaño determinado, pero no nos ofrece las dimensiones de las partículas mayores ni la composición del contaminante. Además, los contadores electrónicos cuentan como partículas las burbujas de aire, que, a pesar de ser contaminantes, no tiene la consideración de partículas.

Las dos líneas inclinadas de la tabla siguiente representan los índices de contaminación de fluidos hidráulicos en uso. Como ya se ha dicho, cuando un fluido es nuevo la inclinación de estas líneas se invierte ya que tiene gran cantidad de partículas de gran tamaño procedentes de los procesos de elaboración, almacenamiento y embalaje, pero tiene pocas partículas menores de 10 μm ya que no ha sufrido el proceso de desgaste debido al funcionamiento.

Una vez determinado el índice de contaminación aceptable o máximo para un determinado circuito hidráulico, es muy fácil de determinar la relación β del filtro necesario para mantener el fluido dentro de estos límites.



Código ISO - CETOP

5 Filtración: varios

5.1 Localización del filtro

La localización del filtro en el sistema es casi tan importante como el funcionamiento y la calidad del mismo. Aunque no existan normas concretas sobre la localización de los filtros en los sistemas, debido a la variedad de los mismos, sí se pueden establecer unos criterios básicos para las aplicaciones más usuales. Así por ejemplo, en todos los depósitos que no estén presurizados se colocará un filtro de aire, y para evitar posibles fallos catastróficos en las bombas se incluirá un filtro en la línea de aspiración.

En cualquier circuito con servoválvulas se deberá colocar un filtro de presión, sin válvula *by-pass*, inmediatamente antes de esta servoválvula. A este filtro le llamaremos de protección de servoválvula, y deberá ir acompañado por otros de presión o retorno en el mismo circuito.

En sistemas simples la utilización de un filtro de presión o de retorno depende sólo del criterio del diseñador, aunque el de presión ofrece mayores ventajas que el de retorno. En circuitos más complejos suelen emplearse ambos, e incluso sistemas de filtración en derivación. A pesar de todo cada circuito debe estudiarse aisladamente para definir la localización idónea de los filtros en función de las tolerancias, la importancia de sus componentes y las condiciones generales de trabajo.

5.2 Grado de filtración

El grado de filtración requerido por un circuito es difícil de cuantificar debido a los muchos factores que influyen, tanto por sus componentes como por su ambiente de trabajo.

Según su grado de filtración definiremos dos tipos de filtro:

- a) Filtro de seguridad, cuyo grado de filtración será de 25 micras absolutas, empleado para detener las partículas que pudieran ocasionar fallos catastróficos.
- b) Filtros antipolución, capaces de detener aquellas partículas que generarían el desgaste de los componentes. Estos filtros detendrán también las partículas de mayor tamaño que podrían ocasionar fallos catastróficos.

La tabla siguiente da unos valores orientativos del grado de filtración absoluta aconsejable en diversas aplicaciones, aunque en todo caso se deben respetar las instrucciones o recomendaciones que, sobre el grado de filtración, indiquen los fabricantes de los diversos componentes.

<i>Tipo de circuito</i>	<i>Ejemplo</i>	<i>Grado de filtración</i>
Circuito convencional	Maquinaria móvil	de 15 a 25 μ
Circuito convencional	Maquinaria obras públicas	de 15 a 25 μ
Circuito convencional	Maquinilla pesca	25 μ
Circuito convencional	Maquinaria de plástico	de 15 a 25 μ
Circuito convencional	Siderurgia y laminación	de 6 a 25 μ
Circuito convencional	Máquina herramienta	de 6 a 25 μ
Circuito convencional	Maquinaria industrial	de 6 a 25 μ
Circuito de dirección	Maquinaria móvil y obras públicas	de 15 a 25 μ
Transmisión hidrostática	Vehículos móviles	de 3 a 6 μ
Servoválvulas	Maquinaria de plástico	3 μ
Circuito con válvulas de cartucho	Maquinaria de plástico	de 6 a 15 μ
Robots y máquinas <i>transfert</i>		3 μ

5.3 Análisis de los componentes averiados

Se deberá establecer un programa que garantice que todas las piezas averiadas sean remitidas al departamento de control de calidad para que les realice una "autopsia" que permita determinar las causas de la avería.

El análisis de las averías ha sido normalmente olvidado en el campo de la hidráulica y, sin embargo, hay mucho que determinar tras el estudio sistemático y profundo de las piezas averiadas. Por ejemplo, el hecho de que una bomba se haya averiado por cavitación, desgaste adhesivo, desgaste abrasivo, fatiga, ingresión masiva de partículas, corrosión, etc., es relativamente fácil de determinar en un análisis, y muy importante para encontrar la solución correcta al problema de la rotura o avería, así como para la prevención de averías similares en el futuro.

5.4 Efectos del contaminante en los componentes

Los orígenes del contaminante, su reducción, sus efectos y otros factores sobre la contaminación y la filtración de fluidos oleohidráulicos, son tratados en otro texto del mismo autor, sin embargo y, debido a su importancia, en el presente texto se resumen los efectos producidos por los contaminantes.

En un sistema hidráulico los contaminantes, según su naturaleza, pueden ser:

Sólidos: cualquier partícula metálica o no, cuya consistencia y dureza la cataloguen como *sólida*.

Líquidos: contaminantes como agua, disolventes, combustibles, etc., de consistencia líquida

Gaseosos: aquellos que, compuestos por aire, gases, vapores, etc., adoptan la forma de burbujas dentro del fluido.

Cada uno de estos contaminantes produce distintos efectos y origina distintos tipos de averías en los componentes del sistema hidráulico. La tabla siguiente resume, para cada componente típico del sistema, los efectos que les causan los distintos contaminantes, con independencia de su concentración o tamaño.

<i>Componente</i>	<i>Efecto producido</i>	sólido	líquido	gas
Fluido	obstruye pilotajes y drenajes	sí		
	acelera su propia oxidación	sí	sí	sí
	reduce su función de lubricar	sí	sí	sí
	pierde capacidad de prestación térmica	sí	sí	sí
	altera sus propiedades físicas / químicas (oxidación)	sí	sí	sí
Bombas y motores	cavitación			sí
	desgaste de placas de presión	sí	sí	sí
	reducción del rendimiento	sí	sí	sí
	funcionamiento irregular	sí	sí	sí
	oxidación, sedimentación	sí	sí	
Válvulas en general	vibraciones	sí		sí
	rateo	sí		sí
	agarrotamiento	sí		
	fugas internas	sí		
	desgaste general	sí		sí
	oxidación, sedimentación	sí		
Distribuidores y/o electroválvulas	rateo	sí	sí	sí
	agarrotamiento	sí		
	fugas internas	sí		
	posicionado incorrecto	sí		
	funcionamiento inconstante	sí		sí
	quemadura del solenoide	sí		sí
	oxidación, sedimentación	sí	sí	
	imanación	sí		
Servoválvulas	pérdida de eficacia y precisión	sí	sí	sí
	desgaste	sí		
	agarrotamiento	sí		
	posicionado incorrecto	sí	sí	sí
	imanación	sí		
	oxidación, sedimentación	sí	sí	
Cilindros	desgaste pistón y camisa	sí		
	movimiento inconstante	sí		sí
	oxidación, sedimentación	sí	sí	
Filtros	colmatación	sí	sí	sí
	descomposición	sí	sí	
	altera sus propiedades		sí	
Juntas	desgaste	sí		
	descomposición	sí	sí	sí
	altera sus propiedades	sí	sí	sí

6 Análisis de los aceites

6.1 Viscosidad

Es la característica más importante de un fluido, por medio de la cual se obtiene su capacidad física de lubricación.

Se puede definir como la resistencia interna que ofrecen entre sí las moléculas al deslizarse unas sobre otras. Esta definición viene a ser la expresión de la ley de Sir Isaac Newton, formulada en 1668, por la que se determina la necesidad de emplear una fuerza para vencer la resistencia de fluencia de un líquido, que es similar a la resistencia al deslizamiento de un sólido.

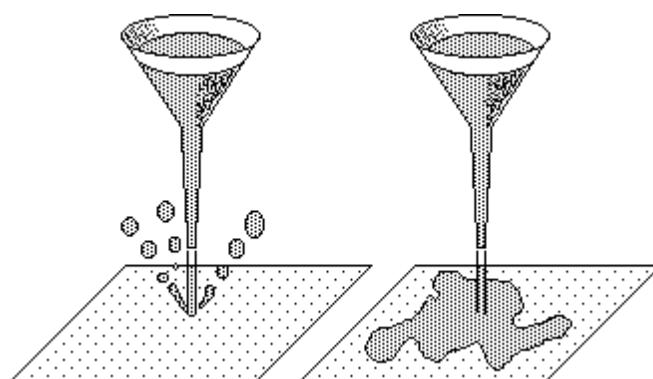


Fig. A.6.1 Viscosidad

La figura A.6.1 da una idea de la viscosidad, al representar dos embudos, uno de ellos lleno de agua y otro con un aceite (por ejemplo un SAE-30). Si ambos líquidos comienzan a fluir a un mismo tiempo, tardará más en vaciarse el que contiene aceite. De una forma general, este tiempo de caída podría cifrar la viscosidad (efectivamente, el embudo fue el precursor de los viscosímetros).

La fluencia de un líquido se denomina laminar cuando el deslizamiento de las *láminas líquidas* que conforman el fluido en movimiento se comportan como las láminas (cartas) de una baraja, al deslizarse unas sobre otras. Si éstas se deslizaran sin ningún rozamiento (en el caso de láminas líquidas), el fluido sería perfecto, es decir, sin viscosidad.

Cuando existe frotamiento entre láminas vecinas aparece la viscosidad. En estado de reposo no se distingue un líquido perfecto de uno viscoso. La viscosidad se manifiesta si se le provoca un movimiento interno mediante algún medio: escurrimiento, caída de un cuerpo pesado o ascensión de uno ligero en el seno del líquido, etc., en donde el fluido opone una resistencia al deslizamiento interno de sus moléculas.

6.2 Viscosidad cinemática

La medida de la viscosidad se realiza mediante unos aparatos denominados viscosímetros.

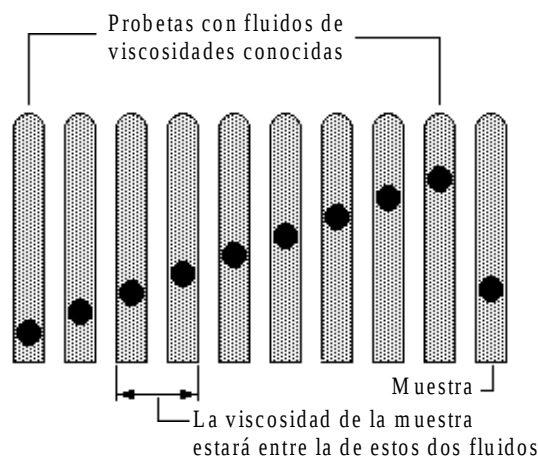


Fig. A.6.2 Viscosímetro

Los hay de diferentes tipos: caída de bola, Engler, Saybolt, Redwood, etc. (figuras A.6.2 y A.6.3). Todos ellos están basados en la caída del fluido a una temperatura determinada.

En todos el tiempo de caída de una determinada cantidad del fluido a testar, multiplicado por la constante del aparato, proporcionará directamente la viscosidad en grados Engler, segundos Saybolt, segundos Redwood, etc.

La figura A.6.2 muestra un viscosímetro de caída de bola, en el cual se obtiene la viscosidad relativa del fluido a testar en función de las viscosidades conocidas de otros fluidos.

De mucha mayor precisión son los viscosímetros Cannon-Fenske (fig. A.6.3), Ubbelohde u Oostwald, así como el Houillon, en los que se hace pasar el fluido, a una temperatura determinada, a través de un capilar. El tiempo de pasada expresado en segundos, multiplicado por la constante del aparato, da la viscosidad directamente en *centistokes*.

Existen tablas de conversión de unas unidades a otras. Para ello se debe recordar que:

$$\text{Viscosidad absoluta} = \text{Viscosidad cinemática} \cdot \text{densidad}$$

$$\text{Centipoises} = \text{Centistokes} \cdot \text{densidad}$$

- Un incremento de viscosidad indica una polimerización del fluido, probablemente debido a una alta temperatura o a una acidificación, por oxidación con formación de lacas.
- Una caída de viscosidad, indica una ruptura de polímeros (acompañada de un descenso del índice de viscosidad), o bien, una posible dilución de otros productos (disolventes, gasolina, etc.) con un apreciable descenso del punto de inflamación.

En ambos casos se debe tener en cuenta en los sucesivos rellenados del circuito, en los que, por error, se ha podido introducir un fluido con mayor o menor viscosidad.

En general un incremento/caída de viscosidad máximo, del orden del 20 al 25%, según casos, debe considerarse como límite de utilización.

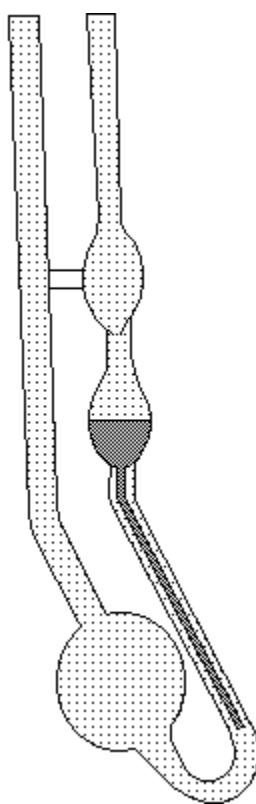


Fig. A.6.3 Viscosímetro Cannon-Fenske

6.3 Índice de viscosidad

La viscosidad de un fluido es específica a un valor determinado a una temperatura también determinada (por ejemplo: 5° Engler a 50° C, o 127 cSt a 40° C). Esta viscosidad disminuye considerablemente con la temperatura, es decir, que viscosidad y temperatura están en relación inversa. El índice de viscosidad da una idea del cambio de la viscosidad con la temperatura. Cuanto más alto sea éste, menor será la diferencia viscosidad-temperatura. (fig. A.6.4)

Prescindiendo de estudios sobre la fórmula bilogarítmica de McCoull y su representación en el ábaco de Groff, que escapan a este estudio, la determinación del índice de viscosidad se realiza por el sistema establecido por Dean y Davis y que fue adoptado por ASTM.

- Se tomó un aceite parafrínico de Pensylvania que cambiaba muy poco con la temperatura y se le asignó por definición un índice de 100.

- Se tomó otro aceite procedente de Méjico (Gulf Coast) que cambiaba notablemente con la temperatura y se le asignó un índice de 0.

Ambos aceites tienen una viscosidad de V cSt a 100° C, igual al aceite del que se quiere conocer el índice.

- El aceite de índice 100 tiene una viscosidad a 40° C de H cSt.

- El aceite de índice 0 tiene una viscosidad a 40° C de L cSt.

- El aceite a testar tiene una viscosidad a 40° C de U cSt.

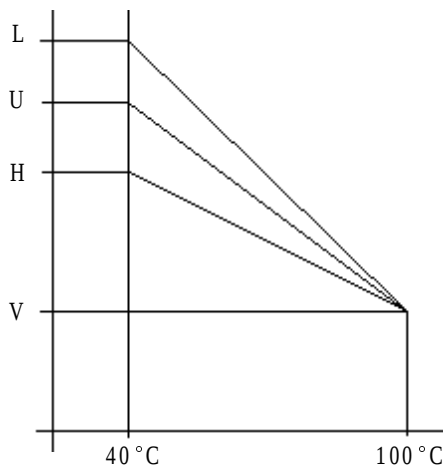


Fig. A.6.4 Índice de viscosidad

El índice de viscosidad (IV) viene dado por la fórmula:

$$IV = 100 \cdot ((L - U) / (L - H))$$

y puede ser negativo si U es superior a L.

Conociendo las viscosidades del aceite muestra a 40° C y 100° C, mediante la tablas, se pueden saber los valores de L y H y, por lo tanto, calcular el índice de viscosidad.

Una caída de índice de viscosidad indica, normalmente, una rotura por cizallamiento de los polímeros utilizados como mejoradores de IV, que el aceite lleva en su formulación, y vendrá acompañada por un descenso en viscosidad que es más acusado a 100° C.

Existen trabajos en los que el descenso de índice de viscosidad es muy crítico, puesto que al bajar la temperatura se aumenta la viscosidad (con mayores consumos y posibles fallos en el arranque), mientras que a la temperatura de trabajo no se obtiene la viscosidad adecuada.

NOTA: un incremento de la presión produce un incremento en la viscosidad del fluido; Orientativamente la viscosidad del aceite se duplica con cada aumento de presión de 350 kg/cm². Este dato tiene especial interés cuando se diseñan instalaciones hidráulicas con grandes longitudes de tuberías y elevadas presiones de trabajo.

6.4 Punto de inflamación

Se denomina así a la temperatura en la que los vapores de la superficie del fluido se inflaman al contacto con una llama, y que desaparece al retirar la llama. Si se sigue subiendo la temperatura, se llegará a un punto en el que el aceite seguirá ardiendo después de retirar la llama: es el *punto de combustión*.

Si se calienta el fluido hasta la temperatura adecuada, se llega a un punto en el que el aceite comienza a arder espontáneamente, sin necesidad de acercarle ninguna llama: es el *punto de autoignición* o *punto de autoinflamación*, el cual es muy superior a los anteriores.

Este test se realiza en unos aparatos normalizados, llamados Pesnky-Martens (vaso cerrado) según ASTM D-93/IP-34, o en el Cleveland (vaso abierto), según ASTM D-92/IP-36, y su resultado viene expresado en grados centígrados.

Un descenso acusado del punto de inflamación indica una contaminación con disolventes, gasolinas, gasóleo, etc., y también viene acompañado por un descenso de la viscosidad. Este caso suele ser raro en fluidos hidráulicos, pero frecuente en aceites de motor.

Es importante el dato del punto de inflamación puesto que da una idea sobre la seguridad de la utilización de un fluido, tanto en cuanto a riesgo de fuego, como de volatilidad y evaporación (humos).

6.5 Punto de congelación

Los aceites sometidos a un descenso gradual de temperatura llegan a un punto en el que comienzan a enturbiarse debido a la formación de microcristales de parafina. A esta temperatura se le denomina *punto de niebla (cloud point)*. A pesar de que el fluido aún mantiene su movilidad, este punto debe tenerse en cuenta en ciertas aplicaciones tales como compresores frigoríficos, puesto que a partir de este punto pueden existir dificultades con las válvulas y discontinuidad de película lubricante.

Si se continúa bajando la temperatura, los cristales de parafina aumentarán de tamaño, hasta llegar a un punto en el que el fluido no presenta movilidad alguna: es el *punto de congelación*.

El punto de congelación da una idea aproximada de la temperatura mínima a la que se puede utilizar un fluido (ya comentado anteriormente) y se mide según las normas ASTM D-97 e IP-15.

6.6 Índice de neutralización

Indica un estado de degradación del fluido. Los aceites hidráulicos poseen, inicialmente, una determinada acidez que proviene del propio aceite base (mínima y prácticamente despreciable) y de los aditivos que conlleva.

Con el uso, al estar sometido a presiones y temperaturas elevadas, los aceites pueden sufrir un proceso de oxidación, el cual va a degenerar en una acidificación. Esta acidez proveniente de la oxidación que, a su vez, va a producir un ataque corrosivo a las piezas del sistema.

Los aceites minerales, por su propia naturaleza, son resistentes a las oxidación. Los restantes fluidos se comportan de diversas manera. No obstante, todos los buenos fluidos hidráulicos llevan incorporados aditivos antioxidantes con el fin de retardar al máximo este efecto.

El índice de neutralización o acidez total se determina en los laboratorios según las normas ASTM D-974 o IP-46 y viene expresado por los miligramos de potasa necesarios para neutralizar la acidez de un gramo de muestra.

Un incremento del índice de acidez del orden del 100% sobre la acidez inicial es motivo de un estudio de sus causas puesto que el incremento puede ser progresivo y acelerado (período de inducción).

6.7 Corrosión

Un fluido hidráulico, además de presentar una gran resistencia a oxidarse, debe poseer cualidades protectoras para el sistema.

El fluido deberá proteger de la corrosión al acero y a los metales amarillos (latón, bronce) que pudiera tener el sistema, así como su inercia frente a los materiales sellantes (juntas), manguitos y latiguillos.

El análisis de la protección al acero (propiedad antiherrumbre) se realiza mediante el ensayo ASTM D-665. Consiste en una probeta normalizada de acero que se introduce en una mezcla del fluido a ensayar con un 10% de agua (dulce o salada) y calentada a 60° C. Se mantiene en el baño con agitación durante 24 horas. Al cabo de este tiempo, se saca la probeta y después de limpiarla se observa su estado. Un buen aceite dará como resultado una probeta perfectamente limpia y sin ninguna picadura de corrosión.

En el análisis de la protección a los metales amarillos, que se realiza mediante el test ASTM D-130, se introduce una lámina de cobre electrolítico, perfectamente pulida, en el fluido a ensayar. Se introduce en la estufa o baño a 100° C y se deja por espacio de tres horas. Posteriormente, se saca la chapita, se lava con disolvente y se califica según la norma. Un resultado máximo de 2 en la escala se considera como aceptable. Las calidades 1a y 1b son las mejores.

La inercia de los fluidos frente a los materiales sellantes es de vital importancia por las averías que por esta causa pueden ocasionar por fugas.

Los fluidos hidráulicos pueden reblandecer los materiales o, por el contrario, resecarlos.

6.8 Punto de anilina

Guarda una estrecha relación con el hinchamiento de los cauchos sintéticos por inmersión. El test se realiza según las normas ASTM D-611 ó IP-2/47, y consiste en mezclar en una probeta dos volúmenes iguales de fluido#muestra y anilina. A temperatura baja/ambiente ambos componentes son inmiscibles. Se introduce la probeta en un baño y se va calentando paulatinamente con agitación, hasta llegar a una temperatura en la que las dos fases se solubilizan.

La temperatura de solubilidad expresada en grados centígrados es el punto de anilina.

6.9 Desemulsión

La presencia de agua en aceites minerales es siempre perniciosa, y es muy crítica en los fluidos de transformadores, máquinas frigoríficas, instrumentos de precisión, etc. En general es rechazable en todos los casos por los problemas de corrosión que produce, rotura de película lubricante y variaciones de viscosidad.

El análisis del contenido en agua que posee un aceite (ASTM D-95) se realiza mediante un aparato denominado Dean-stark, o con un Karl Fischer *titrator*, de mayor rapidez y precisión. Un contenido en agua, en emulsión estable, del 0,3 al 0,5%, puede ser crítico para el sistema y se deberá proceder a su eliminación.

En los aceites nuevos, es muy importante su potencial de separación de agua, de forma que, caso de entrada al sistema, la separe rápidamente por diferencia de densidades. Esta propiedad de *desemulsión* se mide en los laboratorios siguiendo la norma ASTM-D1401.

6.10 Tendencia a la formación de espuma

Las espumas se forman en los circuitos por un batido del fluido: consisten en unas esferas o glóbulos de aire, de muy diversos tamaños, que pueden provocar una discontinuidad de película lubricante, un incremento de la oxidación del aceite, una corrosión de las superficies metálicas y unas considerables diferencias de compresibilidad en el fluido hidráulico, además de formar una capa superficial que impide el normal enfriamiento del lubricante.

Por estos motivos se aditivan los fluidos con agentes antiespumantes.

6.11 Cizalladura Bosch

ASTM D-3945, DIN 51382. Da un índice de resistencia a la cizalladura. Este factor es muy importante para fluidos con alto índice de viscosidad.

6.12 Filtrabilidad

Existen diversas pruebas sobre las características que debe presentar un fluido frente a un filtro. La *filtrabilidad* es la capacidad o facilidad que presenta un fluido a ser filtrado. Según el tipo de medio filtrante y la temperatura de trabajo, la presencia de agua u otros aditivos puede reducir notablemente la filtrabilidad del aceite.

6.13 Desaireación, ASTM D-3427, DIN 51381

Método de ensayo sobre separación del aire ocluido (*Air release*).

6.14 Resistencia a la oxidación, ASTM D-943

Método de ensayo sobre la resistencia de un fluido a la oxidación

6.15 Desgaste de la bomba Vickers, ASTM D-2882

Ensayo en el que se pesan con precisión el conjunto formado por el rotor y las paletas de una bomba nueva y se hace funcionar ésta, con el fluido a analizar, bajo condiciones específicas de tiempo, presión y velocidad.

Posteriormente se desmonta la bomba y se vuelven a pesar los componentes. La disminución en peso de los componentes indica la capacidad de lubricación del fluido analizado.

6.16 Máquina de cuatro bolas

Existen otros métodos para determinar la capacidad de lubricación de un fluido:

- Ensayo de desgaste, s/ASTM D-2266.
- Ensayo de extrema presión, s/ASTM D-2783.

6.17 Test de apagado y resistencia a la llama

Tales como el Spray Ignition, Hot manifold, Molten Metal, Wick Ignition, etc., específicos para fluidos hidráulicos difícilmente inflamables.

6.18 Cambio volumétrico

El coeficiente de dilatación del aceite es relativamente grande; este factor se ha de tener muy en cuenta cuando se trate de instalaciones con un gran volumen de aceite y en los componentes o sistemas estancos (el aceite se mantiene presurizado en un elemento o línea durante un largo periodo de tiempo). El incremento del volumen por cada 10° de incremento en la temperatura, es de un 0,7% aproximadamente.

6.19 Compresibilidad

En la mayoría de aplicaciones no es necesario considerar la compresibilidad de fluido; sin embargo, en algunas circunstancias este factor debe ser considerado para evitar posibles problemas de funcionamiento del sistema:

- Gran distancia entre el elemento de control y el receptor.
- Cilindros de largos recorridos con bajas velocidades.
- Accionamiento de cilindros paralelos o motores en rotación con cargas desiguales.

7 Cálculos y ejemplos

7.1 Cálculo del tiempo de sedimentación de una partícula

La velocidad de sedimentación de una partícula viene determinada por la ley de Stokes:

$$c = (2 \cdot g \cdot r^2 \cdot (\rho_p - \rho_f)) / (9 \cdot \mu)$$

c = Velocidad de sedimentación (cm/s)

g = Gravedad

r = Radio de la partícula (cm)

ρ_p = Densidad de la partícula

ρ_f = Densidad del fluido

μ = Viscosidad dinámica del fluido

Imaginemos una partícula de 6 micras de diámetro, de un material muy frecuente en los sistemas hidráulicos como son los silicatos, cuya densidad (ρ_p) es de 2,65, y que el fluido es un aceite hidráulico de densidad (ρ_f) 0,85 y una viscosidad de 60 cSt a una temperatura de 20° C.

La viscosidad dinámica del fluido será:

$$\mu = 60 \cdot 0,85 = 51 \text{ cP} = 0,51 \text{ poises}$$

La velocidad de sedimentación será:

$$c = (2 \cdot 980 \cdot 0,0003^2 \cdot (2,65 - 0,85)) / (9 \cdot 0,51) = 0,000069 \text{ cm/s}$$

0,000069 cm/s es la velocidad a que se sedimentará esta partícula. Si se quiere saber cuánto tiempo tardará en descender un metro (altura del depósito o de un bidón de almacenamiento), se hará:

$$T = (100) / (0,000069 \cdot 60 \cdot 60) = 402,57 \text{ horas}$$

Según estos cálculos una partícula de 6 μ de diámetro necesita casi 18 días para sedimentarse en el fondo de un depósito de un metro de altura, suponiendo que el fluido esté en reposo absoluto. Este cálculo es interesante ya que algunos usuarios almacenan el fluido usado en depósitos de decantación, con la idea de reutilizar el fluido después de un tiempo de sedimentación. En estos casos deberán calcular el tiempo necesario de reposo absoluto para garantizar la sedimentación de las partículas que deseen eliminar.

7.2 Frecuencia del cambio de cartuchos

En la mayoría de los filtros existe un indicador de colmatación que indicará cuándo se debe cambiar el elemento filtrante, pero si se compara el filtro del fluido y el de aire del circuito hidráulico con los filtros de un automóvil, se obtendrá:

- Filtro de aceite de un coche

Las modernas tecnologías tanto de construcción de motores como de elaboración de lubricantes han alargado los períodos entre los cambios de aceite de un vehículo; por ello, en la actualidad, la mayoría de fabricantes recomiendan que el aceite del motor se cambie aproximadamente cada 20.000 km.

Si consideramos una velocidad media de circulación de unos 80 km/h, resulta que 20.000. km corresponden a:

$$(20.000 \text{ km.}) / (80 \text{ km./h}) = 250 \text{ horas reales de trabajo}$$

En una máquina que trabaje 8 horas diarias, y utilizando el mismo baremo para el cálculo de la frecuencia de cambio, correspondería realizar el cambio de cartucho del filtro del fluido cada:

$$250 : 8 = 31 \text{ días}$$

- Filtro de aire del coche

En este caso las recomendaciones del fabricante aconsejan su sustitución cada 30.000 km. si se circula por carreteras asfaltadas, y con mayor frecuencia si se circula por caminos polvorientos. Considerando la misma velocidad media de circulación, resulta que el filtro de aire se cambia cada 375 horas reales de trabajo, lo que en la máquina del ejemplo equivaldría a un cambio cada 47 días.

En la mayoría de sistemas donde el filtro del fluido hidráulico no lleva indicador de obturación se suele recomendar el primer cambio a las 50 horas de trabajo, y los siguientes cada 500 horas.

Orientativamente, e incluso en filtros con indicador, los cartuchos deben cambiarse cada tres o cuatro meses, y los filtros de aire, como mínimo, una vez cada seis meses en equipos que trabajen al aire libre, y una vez al año en los demás.

7.3 Ingresión de contaminante por el aire

La tabla siguiente nos ofrece los valores medios de contenido de contaminantes abrasivos en distintos medios ambientales.

<i>Medio ambiente</i>	<i>Carga en polvo de la atmósfera</i>
Rural	de 0,013 a 0,026 mg en 30 l de aire
Industria ligera y ciudad	de 0,026 a 0,052 mg en 30 l de aire
Medio industrial	de 0,052 a 0,098 mg en 30 l de aire
Industria pesada	de 0,26 a 1,3 mg en 30 l de aire
Construcciones y obras públicas	de 1,3 a 5,2 mg en 30 l de aire

Tomando como ejemplo un equipo hidráulico de una industria pesada, en cuyo sistema hay varios cilindros que producen una variación de volumen en el depósito de 30 litros por minuto, de no disponer de un filtro de aire adecuado, entraría en el depósito alrededor de 1 mg de contaminante por minuto, lo que equivale a medio kilo al año.

7.4 Coste de la potencia

Cuando los componentes de un circuito hidráulico sufren, por efecto del contaminante, desgastes, y se incrementan las fugas internas, reduciéndose el rendimiento de los mismos, se continúa trabajando, pero para conseguir las mismas prestaciones del sistema se ha de aumentar la presión de taraje de las válvulas, lo que representa un incremento en la potencia absorbida por el sistema.

Supongamos una máquina de obras públicas accionada por un motor diesel de 200 CV de potencia, que se transmite a través de una bomba hidráulica.

Si por causa del desgaste de los componentes del circuito hemos tenido que aumentar en un 15% la presión de trabajo, y un 10% la velocidad del motor (caudal de la bomba), el incremento aproximado de la potencia absorbida será de un 20 a un 25%.

El consumo medio de un motor diesel es: $0,23 \cdot CV \cdot t$

En este caso CV será $200 + (200 \cdot 0,2) = 240$ CV, en un periodo de 100 horas de trabajo.

Considerando que el litro de combustible cueste unas 100 ptas, la diferencia económica será:

$$0,23 \cdot 200 = 46,0 \text{ l/hora} \cdot 100 \text{ ptas./l} = 4.600 \text{ ptas./hora (en condiciones normales)}$$

$$0,23 \cdot 220 = 50,6 \text{ l/hora} \cdot 100 \text{ ptas./l} = 5.060 \text{ ptas./hora (tras el desgaste de los componentes)}$$

lo que representa un incremento de 920 ptas./hora. Si esta máquina esta trabajando en una cantera o una mina durante 8 horas diarias y 25 días al mes, el incremento de consumo representa un gasto de:

$$920 \text{ ptas/h} \cdot 8 \text{ h/día} \cdot 25 \text{ días/mes} = 184.000 \text{ ptas./mes}$$

Comparativamente es mayor el incremento del consumo de combustible durante un sólo mes que el precio de la bomba que ha sufrido desgaste.

Este es un ejemplo claro de la rentabilidad de una buena filtración del fluido.

7.5 Retención de partículas por el filtro

La gráfica de la figura A.7.1 muestra la distribución típica de partículas contaminantes en función de sus tamaños.

La zona negra correspondería a las partículas que eliminaría un filtro de 20 micras absolutas. La suma de la zona sombreada y la negra correspondería a las partículas que eliminaría un filtro de 3 micras absolutas.

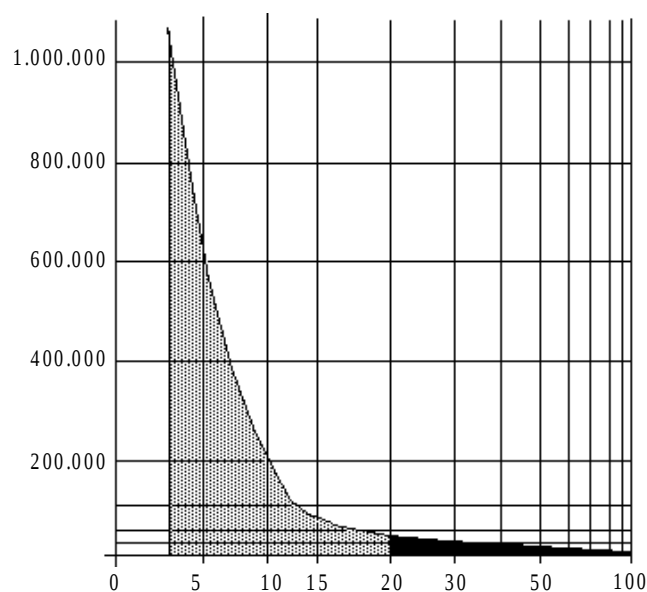


Fig. A.7.1

7.6 Micras absolutas micras nominales

Ya se ha visto que el grado de filtración se expresa en micras. Ocurre, sin embargo, que mientras algunos fabricantes expresan el grado de filtración en micras absolutas o por sus valores $\beta_x = 75$, otros les atribuyen un valor nominal. Este valor nominal es muy aleatorio y varía de un fabricante a otro según sus medios de estimación y el material usado para la fabricación del medio filtrante.

La diferencia entre las micras absolutas y las nominales es mayor para filtros finos y menor para filtros bastos. El siguiente cuadro comparativo da una idea de estas diferencias.

<i>Micras nominales</i>	<i>Micras absolutas</i>
1	entre 3 y 10
10	entre 25 y 50
100	entre 110 y 130

8 Estudio de una cizalla

En este anexo y los dos siguientes se analizan casos reales, utilizando para ello los croquis de los circuitos hidráulicos facilitados por los propios fabricantes de las máquinas.

Los croquis de estos tres ejemplos corresponden, como se ha dicho, a los facilitados por los fabricantes de unos modelos concretos; sin embargo, estos diseños pueden variar mucho de un fabricante a otro, por lo que simplemente deben ser considerados como ejemplos para el estudio, y no como modelos de funcionamiento de cada una de las máquinas.

En este primer ejemplo se analiza el esquema del sistema hidráulico de una cizalla.

El ciclo de trabajo de la cizalla es el siguiente:

- se alimenta manualmente la cizalla con la chapa a cortar
 - se presiona esta plancha con los “pisonos” para evitar que se mueva mientras es cortada
 - se corta la chapa
 - se retira el elemento de corte
 - se libera la chapa para su extracción manual
 - reposo mientras la cizalla es nuevamente cargada para el próximo corte o ciclo.
- cuando sea necesario se regulará el ángulo de corte (en función del espesor de la chapa)

Como es de suponer, la máquina viene equipada con todos los sistemas eléctricos y mecánicos de protección para evitar posibles accidentes. Así por ejemplo, en algunos modelos sólo se arranca el sistema cuando el operario que la acciona presiona simultáneamente con ambas manos sendos pulsadores suficientemente separados entre sí.

Esta simple medida garantiza que el operario tenga las dos manos fuera de la zona de corte mientras éste se realiza. En otras cizallas el dispositivo de arranque se encuentra suficientemente alejado como para asegurar que el operario no tiene sus extremidades en la zona de corte.

La fig. 8.1 representa el croquis completo del sistema facilitado por el fabricante de la máquina

Los componentes vienen reflejados en la tabla siguiente (al tratarse de un ejemplo ilustrativo sobre el funcionamiento del sistema, se han omitido los datos correspondientes a las dimensiones y referencias concretas de los componentes):

<i>ref</i>	<i>denominación</i>	<i>cod. catálogo</i>	<i>cantidad</i>	<i>observaciones</i>
1	Depósito		1	
2	Filtro de aire y tapón de llenado		1	
3	Nivel		1	
4	Motor eléctrico		1	
5	Campana de unión		1	
6	Acoplamiento elástico		1	
7	Bomba		1	
8	Antirretorno		1	
9	Manguito flexible		2	
10	Bloque para válvulas		1	
11	Antirretorno pilotado doble		1	
12	Electroválvula		1	
13	Válvula de secuencia con antirretorno		1	
14	Antirretorno pilotado		1	
15	Electroválvula		1	
16	Válvula de secuencia		1	
17	Válvula de cartucho		1	
18	Válvula de seguridad insertada		1	
19	Electroválvula		1	
20	Cilindros de fijación		5	
21	Cilindro cizalla (1)		1	
22	Cilindro cizalla (2)		1	
23	Cizalla		1	
24	Filtro de retorno		1	
25	Filtro de aspiración		1	

En las restantes figuras de este ejemplo se han eliminado la delimitación del bloque, el grupo de accionamiento y el depósito con sus accesorios.

Los cilindros de las posiciones 21 y 22 están fabricados de forma tal que el área anular del cilindro 22 es igual al área principal del cilindro 21. Por ello se hallan conectados inversamente a lo que parecería normal.

Los cilindros pisonos, destinados a inmovilizar la pieza mientras es cizallada, están representados inversamente a su posición real. Esto es así para facilitar la comprensión del dibujo, ya que en realidad quedan superpuestos con los cilindros de la cizalla.

En la posición reflejada en la fig. 8.1 se puede observar que la electroválvula de la posición 19 mantiene, en su estado de reposo, la línea de presión conectada a la del depósito, por lo que el circuito está despresurizado.

Cuando se acciona la válvula 19 el circuito entra en carga, ya que la presión deja de estar conectada al tanque. A partir de este momento la válvula de seguridad de la posición 18 limitará la presión máxima de trabajo del sistema.

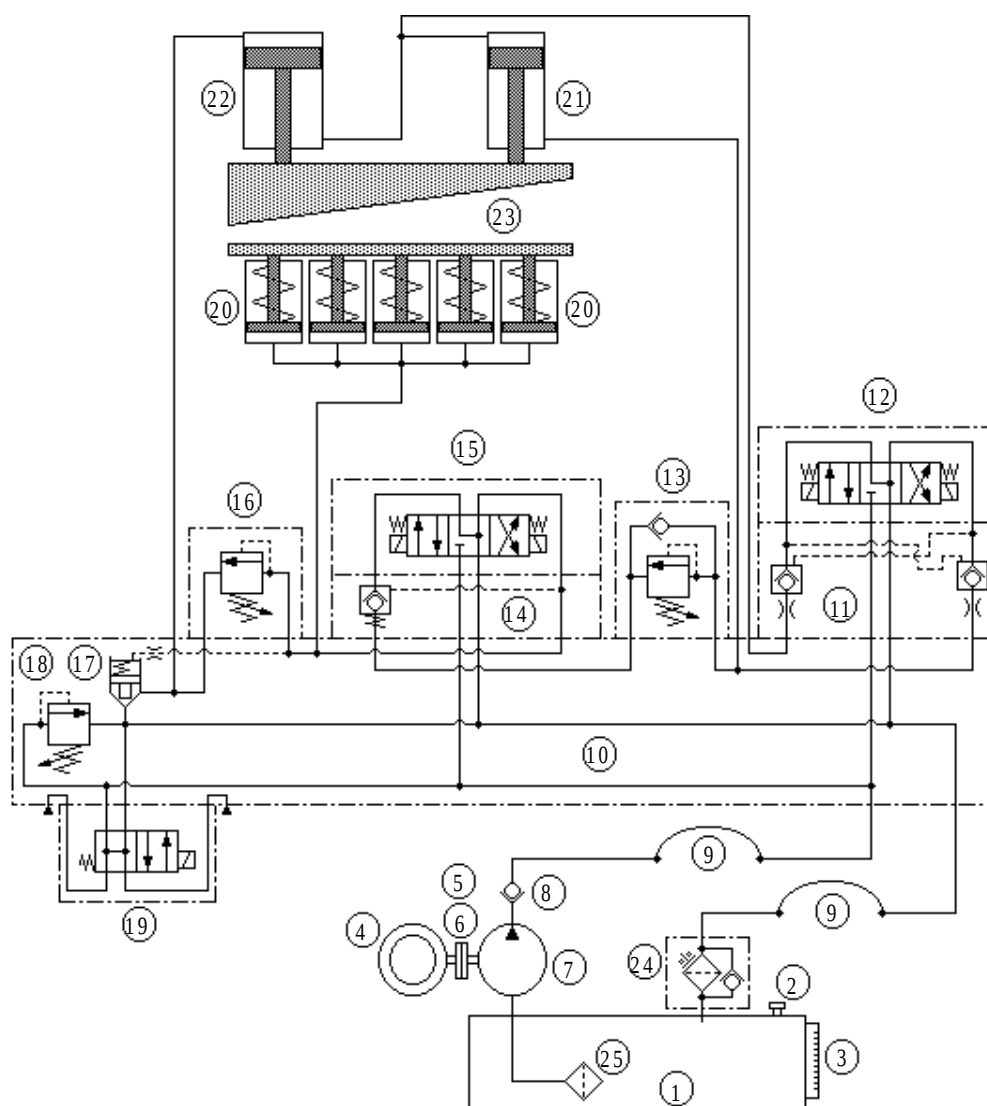


Fig. 8.1 Circuito hidráulico de una cizalla

En ambos casos los cilindros de las posiciones 21 y 22 no descienden (están ligeramente presurizados por el peso de la cizalla) ya que la válvula de la posición 13 y su antirretorno lo impiden.

Una vez presurizado el circuito se acciona la electroválvula de la posición 15 activando el solenoide de la derecha. En esta situación el caudal se dirige hacia los pistones, haciendo que estos se desplacen y presionen la chapa a cortar (fig. 8.2). Así se completa la primera fase del ciclo de trabajo (fijación de la chapa a cortar).

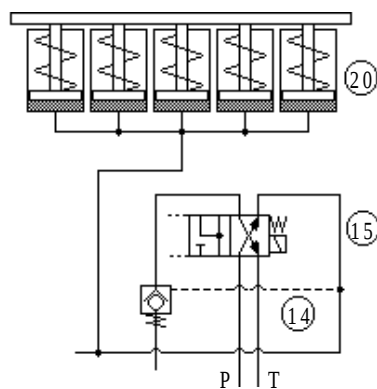


Fig. 8.2 Detalle

Quando los cilindros de fijación han bloqueado la pieza la presión de la línea se incrementa hasta el valor del taraje de la válvula de secuencia 16 (es como una válvula de seguridad que admite presión en la línea de tanque).

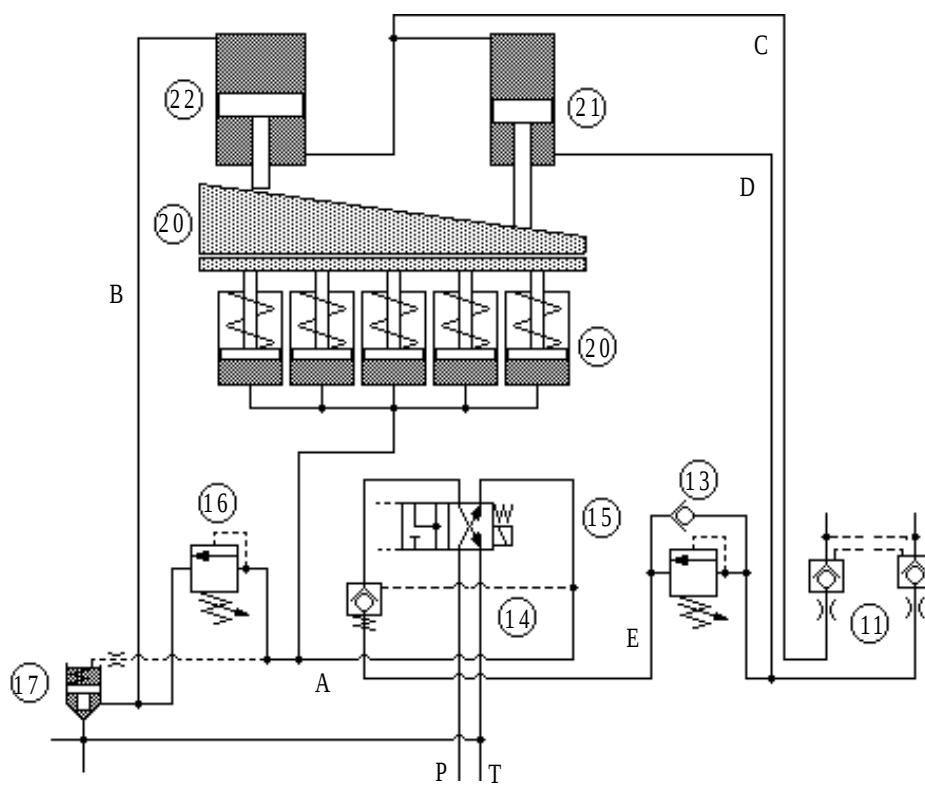


Fig. 8.3 Detalle

Al abrir esta válvula (fig. 8.3), y habiendo presión en el pilotaje de la válvula de cartucho 17, el fluido se dirige a la sección del pistón del cilindro 22, y éste, en su descenso, presuriza el fluido de la línea C que no tiene salida por está cerrado el antirretorno de la posición 11.

En estas condiciones el fluido que sale de la sección anular del cilindro 22 llega a la sección del pistón del cilindro 21, y hace que éste descienda.

Como ya se ha dicho, la sección anular del cilindro 22 tiene la misma área que la sección del pistón del cilindro 21; por ello ambos cilindros se moverán a la misma velocidad, descendiendo y realizando el corte de la chapa, completando así la segunda fase del ciclo de trabajo.

La válvula de la posición 13 mantiene una determinada presión en la línea de retorno “D” para conseguir que el movimiento de los cilindros sea uniforme.

Cuando ya se ha completado esta segunda fase (corte), posiblemente un detector eléctrico hace el cambio de la electroválvula 15 para iniciar la fase siguiente (retroceso de la cizalla).

La figura 8.4 esquematiza la realización de esta nueva fase. Al activar el solenoide izquierdo de la electroválvula 15 el flujo pasa por la línea E a través del antirretorno de la válvula 13, y, como su paso queda cerrado por el antirretorno pilotado de la posición 11, asciende por la línea D y llena la sección anular del cilindro 21.

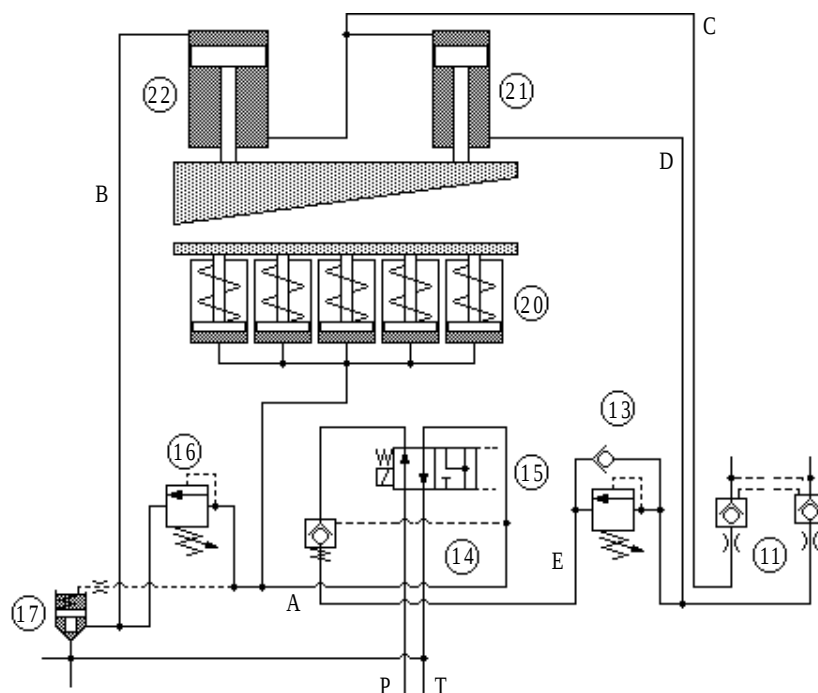


Fig. 8.4 Detalle

El fluido de la sección del pistón del cilindro 21 no puede circular por la línea C ya que ésta está cerrada por el antirretorno pilotado de la posición 11. Por ello pasa a la sección anular del cilindro 22 que sube (por la relación de áreas) a la misma velocidad que el cilindro 21.

En esta situación la línea A está despresurizada no hay presión de pilotaje en la válvula de cartucho. Por ello el fluido que retorna por la línea B y el procedente de los pisones pasan libremente a través de la válvula 17 hacia el depósito.

El retorno de los pisones se realiza gracias al sistema mecánico de muelles de retorno de que disponen, que entra en funcionamiento en el momento en que la fuerza de los muelles es superior a la ejercida por la presión hidráulica.

Debido al elevado caudal que representan la suma de la línea B y el retorno de los pisones, se ha diseñado el sistema con una válvula de cartucho en lugar de hacerlo con un simple antirretorno pilotado.

La figura 8.5 muestra el funcionamiento de la electroválvula 12 en su función de variadora del ángulo de corte. Los estrangulamientos colocados a la salida de los antirretornos tienen como función la reducción del caudal para mejorar la regulación del ángulo de corte.

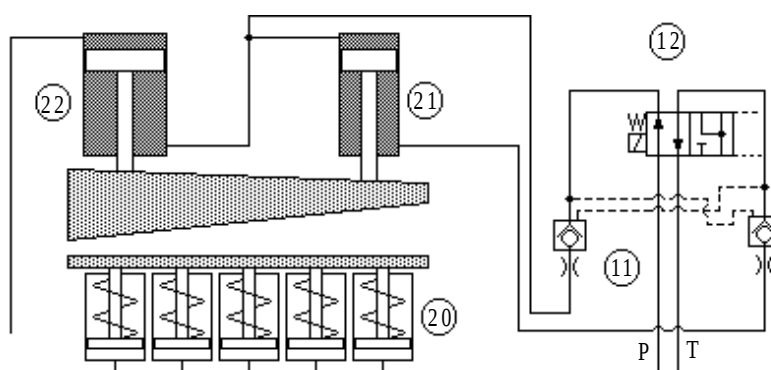


Fig. 8.5 Detalle

9 Estudio de una prensa

Como en el ejemplo del capítulo anterior, en este caso se analiza el esquema del sistema hidráulico de una prensa.

El ciclo de trabajo de la prensa es el siguiente:

- se alimenta manualmente la prensa
- se hace bajar la prensa por gravedad (alta velocidad)
- se hace la prensada (alta presión)
- se levanta la prensa
- reposo mientras se extrae la pieza e inicia el nuevo ciclo

Como es de suponer, la máquina viene equipada con todos los sistemas eléctricos y mecánicos de protección para evitar posibles accidentes.

Aunque se indica que la carga y descarga se hace manualmente, al no estar especificado podría hacerse por medios automáticos ajenos al sistema de la prensa.

La fig. 9.1 representa el croquis completo del sistema facilitado por el fabricante de la máquina

Los componentes vienen reflejados en la tabla siguiente (al tratarse de un ejemplo ilustrativo sobre el funcionamiento del sistema, se han omitido los datos correspondientes a las dimensiones y referencias concretas de los componentes).

ref	denominación	cod. catálogo	cantidad	observaciones
1	Depósito		1	
2	Filtro de aire y tapón de llenado		1	
3	Nivel		1	
4	Motor eléctrico		1	
5	Campana de unión		1	
6	Acoplamiento elástico		1	
7	Bomba		1	
8	Antirretorno		1	
9	Manguito flexible		2	
10	Bloque para válvulas		1	
11	Filtro de retorno con <i>by-pass</i>		1	

12	Electroválvula 3/2		1	
13	Válvula de seguridad		1	
14	Electroválvula 3/2		1	
15	Válvula de prellenado		1	
16	Reguladora de caudal con antirretorno		4	
17	Antirretorno pilotado		1	
18	Antirretorno		1	
19	Electroválvula 4/3		1	
20	Cilindro prensa		1	
21	Cilindros elevación		2	
22	Válvula de seguridad		1	
23	Electroválvula 3/2		1	
24	Manómetro		2	
25	Electroválvula		1	
26	Filtro de aspiración		1	

En realidad todos y cada uno de los componentes, aunque genéricamente puedan estar repetidos, deberán ser definidos individualmente, e indicar sus características específicas. Así por ejemplo, los reguladores de caudal de la posición 16 no serán los cuatro de las mismas dimensiones, o algo tan simple como los manómetros, seguramente son los dos de escalas distintas según la presión de cada línea (de no ser así se hubiese colocado un solo manómetro).

En las restantes figuras de este ejemplo se han eliminado la delimitación del bloque, el grupo de accionamiento y el depósito con sus accesorios.

En la posición reflejada en la fig. 9.1 se puede observar que la electroválvula de la posición 12 mantiene, en su estado de reposo, la línea de presión conectada a la del depósito, por lo que el circuito está despresurizado.

Cuando se acciona la válvula 12 el circuito entra en carga ya que la presión deja de estar conectada al tanque. A partir de este momento la válvula de seguridad de la posición 13 limitará la presión máxima de trabajo del sistema.

Una vez presurizado el circuito se accionan simultáneamente las electroválvulas de las posiciones 14, 23, y las 19 y 25, y se activa en estas últimas el solenoide de la derecha.

Al activar estas electroválvulas se consigue (fig. 9.2):

a) Pilotar la válvula de prellenado (un antirretorno pilotado de gran caudal y situado debajo de un depósito de almacenamiento de fluido) y, por efecto de la fuerza de la gravedad, el pistón de la prensa desciende, completando así la primera fase del ciclo de trabajo (descenso de la prensa por gravedad).

b) El flujo pasa a través de la electroválvula 19, abre el antirretorno 18, pasa libremente por el *by-pass* de la primera válvula 16, y posteriormente es regulado por la segunda, y llegan al pistón la presión y el caudal necesarios para realizar la prensada.

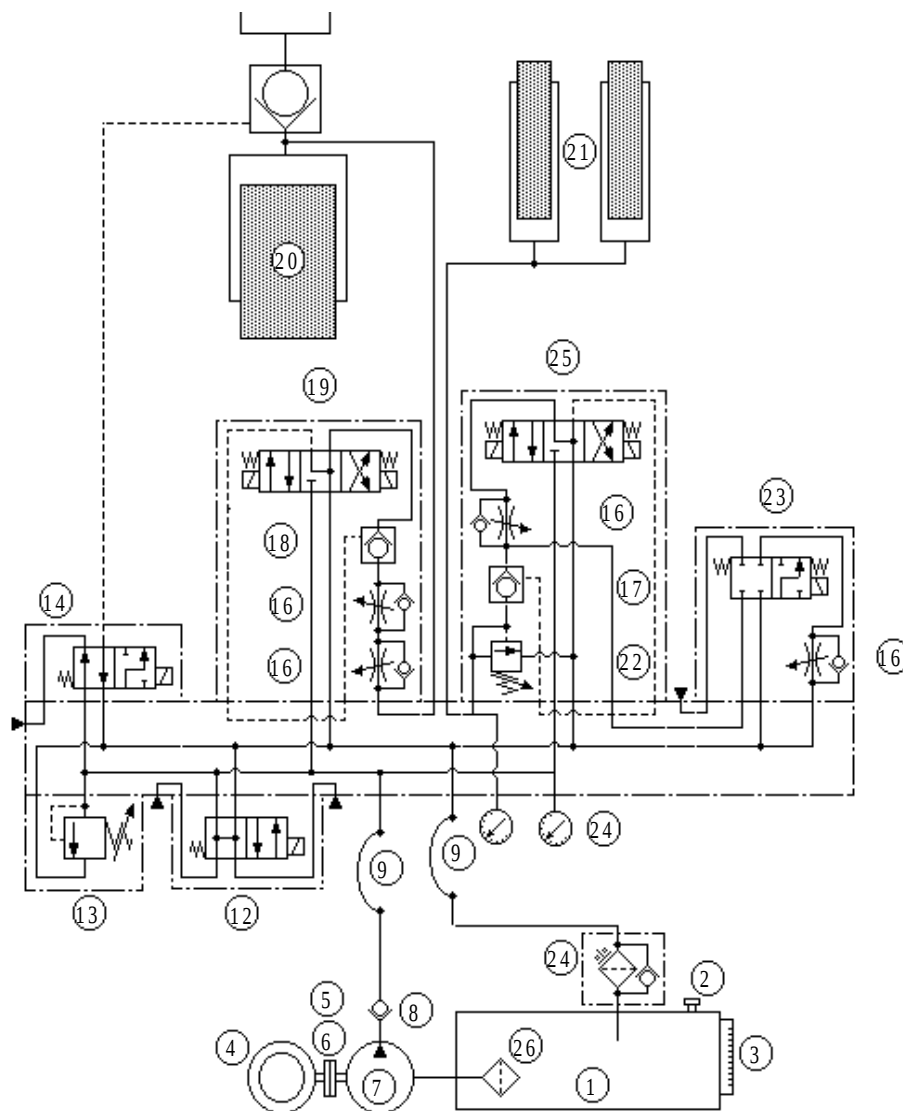


Fig. 9.1 Circuito hidráulico de una prensa (en reposo)

c) La electroválvula de la posición 25, en la que también se ha accionado el solenoide de la derecha, pilota el antirretorno de la posición 17, permitiendo el descenso, por gravedad, de los cilindros de elevación (21).

d) La electroválvula de la posición 16 hace pasar el fluido procedente de los cilindros de elevación a través de un regulador de caudal; gracias a ello se regula la velocidad de descenso del conjunto.

Al tratarse simplemente de un ejemplo a nivel de comprensión y diseño del sistema, se omiten los datos concretos sobre la secuencia del ciclo.

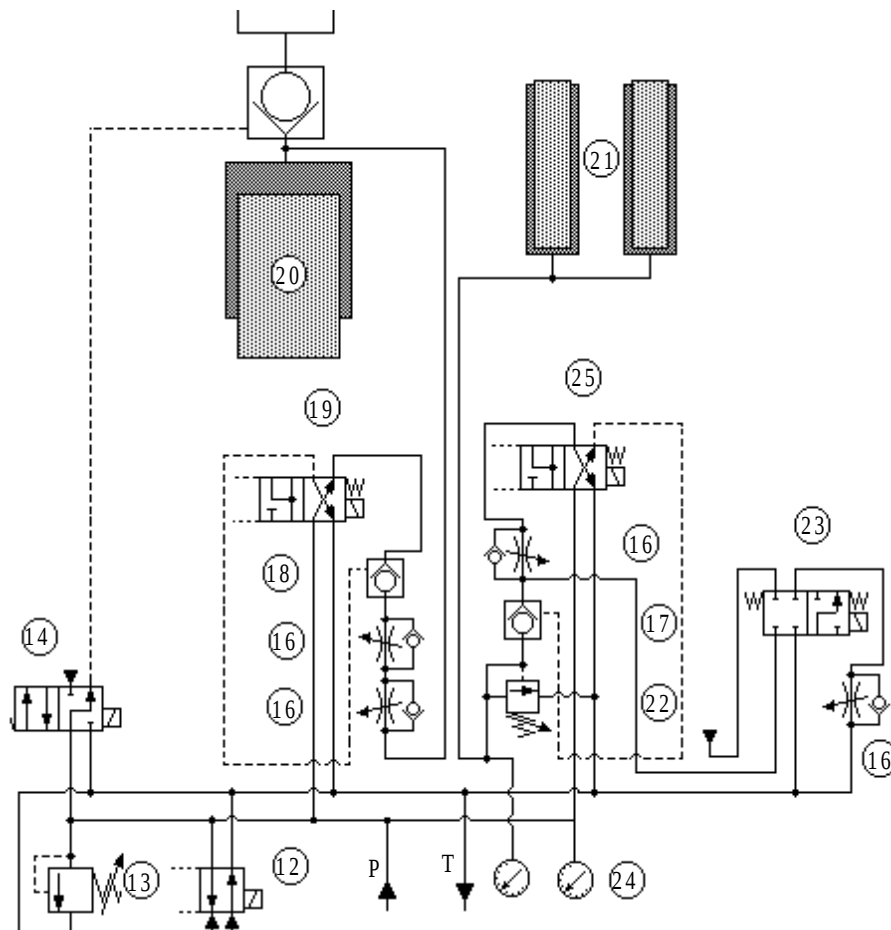


Fig. 9.2 Fase de prensada

Una vez finalizado este ciclo, se procede a activar los solenoides de la izquierda de las electroválvulas de las posiciones 19 y 25, al tiempo que se desactivan las de las posiciones 14 y 23 que retornan, por efecto del muelle, a su posición de reposo.

Al efectuar estos accionamientos se consigue la realización del ciclo de retroceso según queda reflejado en la fig. 9.3, que se consigue pilotando el antirretorno de la posición 18 (con la electroválvula 19), lo que permite que el fluido contenido en el cilindro de la prensa, al subir, sea evacuado hacia el depósito con una velocidad que estará regulada por el regulador de la posición 16.

Simultáneamente el caudal procedente de la bomba es dirigido por la electroválvula de la posición 25 hacia los cilindros de elevación, que realizan el ascenso del conjunto.

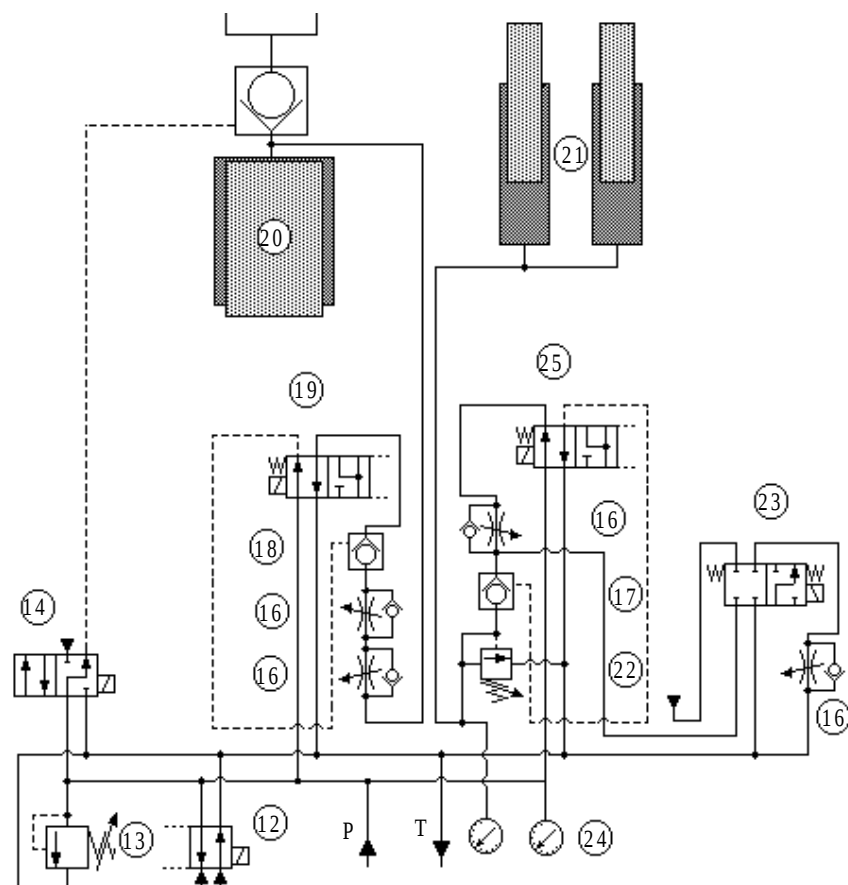


Fig. 9.3 Detalle

En la fase de reposo el antirretorno de la posición 17 evita que el conjunto pueda descender.

10 Estudio de una carretilla elevadora

En este caso se analiza el esquema del sistema hidráulico de una carretilla elevadora. Al no existir un ciclo de trabajo predeterminado, su funcionamiento se basa en la necesidad específica de cada operación de carga, descarga o almacenaje que se realice con la carretilla.

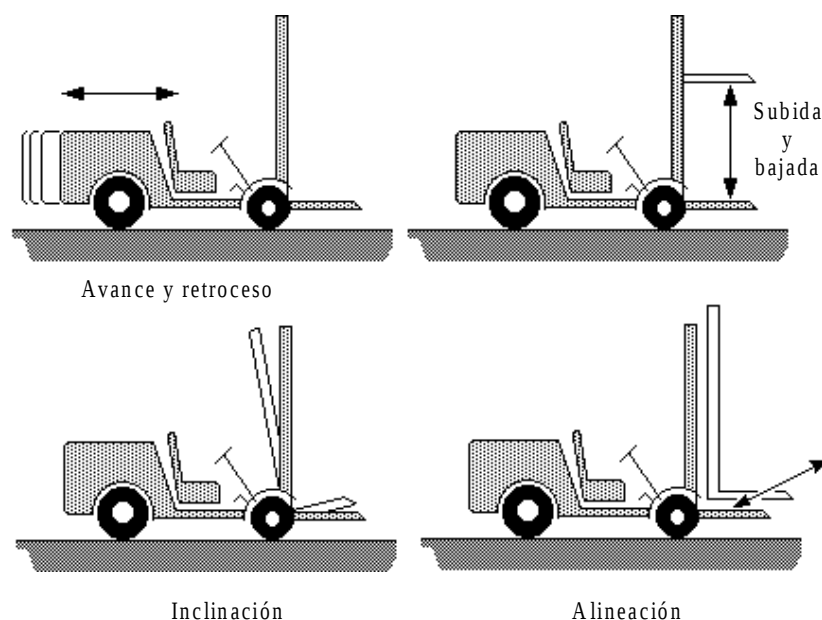


Fig. 10. Movimientos de una carretilla elevadora

La fig. 10.1 esquematiza los distintos movimientos que puede realizar (incluso en forma simultánea) una carretilla elevadora:

- desplazamiento de la carretilla por el accionamiento de las ruedas motrices
- elevación y descenso de la horquilla, para subir y bajar las cargas
- inclinación (limitada) de la verticalidad de la horquilla, para evitar la caída de la carga
- desplazamiento de la horquilla en sentido horizontal, para una aproximación más precisa a la carga o al lugar de almacenaje, evitando la realización de una nueva maniobra de aproximación.

Además de los anteriores, el sistema hidráulico suele utilizarse para la alimentación del sistema de servodirección (opcional según el tamaño y peso de la carretilla)

La fig. 10.2 representa el croquis completo del sistema, en el que se observa que hay tres bombas: una de caudal variable para el movimiento de traslación, otra para el accionamiento de los cilindros y una tercera para la servodirección.

La variación de la velocidad de avance y retroceso se realiza por el pedal de control de la bomba de caudal variable; el cambio en el sentido de la marcha se realiza por el distribuidor manual que incorpora válvulas de frenado. Además, hay un conjunto con tres distribuidores manuales para la realización de cada movimiento.

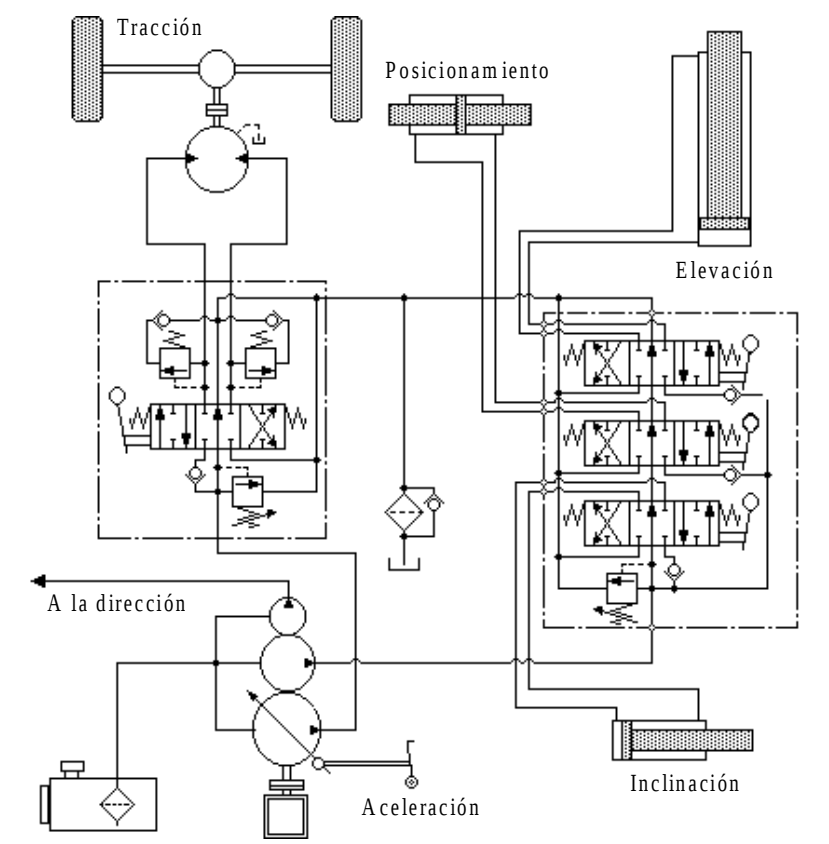


Fig. 10.2 Croquis del circuito

GLOSARIO DE TÉRMINOS

A

A	Inicial empleada para expresar área o superficie.
Absoluta	Medida que tiene su base o punto cero en la ausencia completa de la magnitud que está siendo medida.
Absorción	Atracción y retención de partículas por un medio filtrante.
A.C.F.M.	Unidad de medición del caudal de aire (<i>Actual Cubic Feed per Minute</i>)
A.C.F.T.D.	Polvo natural usado para realizar pruebas de filtros (<i>Air Cleaner Fine Test Dust</i>)
Acoplamiento (filtros)	Elastómero o junta plástica usada para unir varios cartuchos entre sí.
Acoplamiento elástico	Elemento mecánico para la unión entre ejes, capaz de absorber ciertas fuerzas radiales.
Actuador	Dispositivo que convierte la energía hidráulica en energía mecánica.
Actuador lineal	El que transforma la energía hidráulica en una fuerza con movimiento lineal (cilindro).
Actuador rotativo	Igual al anterior, pero con movimiento rotativo (motor hidráulico).
Acumulador	Recipiente en el que se almacena fluido a presión para ser utilizado como fuente de energía hidráulica.
Aditivo	Componente o componentes químicos que se añaden al fluido para cambiar sus propiedades.
Aire comprimido	Aire a cualquier presión superior a la presión atmosférica.
Aire libre	Aire bajo la presión a que le someten las condiciones atmosféricas, en un lugar específico.
Aire, receptor de	Contenedor en el que se almacena gas presurizado como fuente de energía neumática.
Aire, respiradero de	Un aparato que permite el movimiento y la circulación del aire entre la atmósfera y el componente en que está instalado.

Aire estándar	Aire a 68° F de temperatura, 14,7 psi de presión absoluta y humedad relativa del 36%.
Aireación	Presencia de aire en el fluido hidráulico. Una aireación excesiva produce la formación de espuma en el fluido, y puede causar el funcionamiento irregular de los componentes debido a la compresibilidad de éste.
Amortiguador	Aparato destinado a eliminar o reducir las puntas de presión en un circuito hidráulico.
Amplificador	Dispositivo que amplifica la señal de error, en la salida, lo suficiente como para originar variaciones en el sistema de control de movimiento de un actuador.
Amplitud de sonido	Es la intensidad acústica de un ruido.
Anilina, punto de	Ver punto de anilina
Anillo antiextrusión	Anillo que reduce la tolerancia para minimizar la extrusión de la junta.
Área anular	O sección anular. Área con forma de anillo. Normalmente se refiere al área efectiva en el lado del vástago de un cilindro.
Atmósfera técnica	Unidad de medida de presión; equivale a $1,013 \cdot 10^5 \text{ Pa}$.
Atmósfera técnica	Unidad de medida de presión; equivale a 1 kg/cm^2 .

B

Bar	Unidad de presión = $1 \text{ kg/cm}^2 = 14,5 \text{ psi}$.
Barrilete	Bloque de pistones de una bomba o motor de pistones axiales.
Bernouilli, ley de	La energía debida a la presión y la velocidad de un líquido en circulación permanece constante en todos los puntos de la corriente (si no se consideran las fricciones internas, y éste no realiza ningún trabajo).
Bloque	Sistema de montaje de elementos sobre una placa (bloque) en cuyo interior se han perforado los conductos necesarios para la circulación del fluido para la función a realizar.
Bomba	Elemento que convierte la fuerza y el movimiento mecánico en potencia hidráulica del fluido.
Boyle, ley de	La presión absoluta de una masa constante de gas es inversamente proporcional a su volumen, si la temperatura permanece constante.
Brazo de palanca	Principio de física por el cual se consigue un aumento de la fuerza de salida al disminuir la distancia a que se aplica.
Brida	Sistema de conexión plana entre elementos
By-pass (derivación)	Pasaje secundario para el caudal de un fluido.
Bubble point	Prueba no destructiva para el control de calidad de los filtros.
Bulk, módulo de	Resistencia a la compresibilidad del fluido. Recíproco de la compresibilidad.

C

Cc	Iniciales empleadas para expresar cubicaje o volumen (centímetros cúbicos).
Caballo de vapor	Unidad de potencia. Es la potencia necesaria para elevar 75 kp a una altura de un metro en un segundo. $1 \text{ CV} = 75 \text{ kp m/sg.} = 0,746 \text{ kw.}$
Caída de presión	(Pérdida de carga). Diferencia de presiones entre dos puntos de un sistema o componente.
Calderín	Ver receptor de aire.
Calor	Es una forma de energía capaz de variar la temperatura de una sustancia.
Caloría	Unidad de calor. Es la cantidad de calor necesaria para elevar la temperatura de un gramo de agua en un grado centígrado (de 14.5° a 15.5°).
Cámara	Compartimiento interno de un componente hidráulico. Puede contener elementos de funcionamiento o de control del componente. (ej.: cámara de drenaje, de descompresión,...)
Canal	Pasaje para el fluido cuya longitud es muy grande con relación a su sección transversal.
Canalización	Efecto físico por el cual un fluido tiende a pasar a través de aquel canal de mayor sección o que le ofrezca menor resistencia al paso.
Capilar	Tubo largo con diámetro interior inferior a 100 micras ($L \gg D$).
Carga estática	Altura de una columna de líquido, respecto a un punto determinado, expresada en unidades de longitud. Suele indicar una presión manométrica.
Carrera	Longitud de trabajo de un cilindro.
Cartucho	1.- Parte del filtro en que está contenido el elemento filtrante 2.- Tipo de válvulas diseñadas para ser instaladas en el interior de un bloque 3.- Conjunto que comprende los elementos de la unidad impulsora de una bomba o motor de paletas o pistones.
Caudal	Volumen o masa de fluido que pasa por una conducción por unidad de tiempo. La unidad más empleada en la práctica es el litro por minuto.
Caudalímetro	Aparato para medir el caudal total, instantáneo o una combinación de ambos.
Cavitación	Condición gaseosa localizada en una corriente líquida que ocurre cuando la presión de éste es inferior a su tensión de vapor.
Central hidráulica	Grupo transmisor de potencia hidráulica, compuesta normalmente por un accionador primario (motor eléctrico), una bomba, el depósito del fluido y la válvula de seguridad.

Charles, ley de	El volumen de una masa fija de gas varía en forma directamente proporcional con la temperatura absoluta, si la presión permanece constante.
Chicle	Pieza con un orificio interno calibrado que produce un estrangulamiento. Se usa para reducir el caudal en las líneas de pilotaje de las válvulas de cartucho o simplemente como regulador de caudal fijo en aplicaciones concretas.
Ciclo	Operación completa y simple compuesta por varias fases sucesivas que empiezan y terminan en una posición neutral.
Cilindrada	Véase desplazamiento.
Cilindro	Elemento que transforma la energía hidráulica o neumática en fuerza y movimiento lineal, o viceversa.
Cilindro buzo	Cilindro de simple efecto en el que el pistón es el mismo vástago.
Cilindro amortiguador	Cilindro en cuyo interior se han construido amortiguadores que restringen el caudal de salida a partir de una cierta posición del embolo, lo que resulta en una reducción de la velocidad de movimiento del vástago en la zona final del desplazamiento.
Cilindro de doble efecto	Cilindro en el que la fuerza del fluido puede aplicarse en ambos sentidos del elemento móvil.
Cilindro de simple efecto	Cilindro en el que la fuerza del fluido se aplica solamente en una dirección del elemento móvil.
Cilindro telescópico	Cilindro con múltiples secciones tubulares que proporcionan una carrera muy larga en un cuerpo que al retraerse es muy corto.
Cilindros en tandem	Dos o más cilindros con los pistones interconectados mecánicamente.
Circuito	Trayectoria completa de un sistema hidráulico, incluido el dispositivo generador de caudal.
Circuito abierto	Circuito en el que el caudal de la bomba, después de haber circulado por los elementos, retorna al depósito.
Circuito cerrado	Circuito en el que el caudal de la bomba, después de haber circulado por los elementos, retorna directamente a la entrada de la bomba.
Circuito diferencial o regenerativo	Circuito en el que el fluido con presión descargado por un componente, se devuelve al sistema. Normalmente se aplica en cilindros donde el caudal de descarga procedente de la sección anular se dirige hacia la sección principal, se combina con el caudal procedente de la bomba y aumenta la velocidad de extensión.
Circuito piloto	Circuito empleado para controlar un circuito principal o algún componente.
Circuito de puesta en vacío	Circuito en el que el caudal de la bomba se dirige hacia el depósito, sin presión, cuando este caudal no es necesario para el sistema.

Circuito servo	Circuito controlado por realimentación (<i>feedback</i>) automática. La salida del sistema es controlada o medida y es comparada con la señal de entrada. Este control tiende a minimizar el error entre ambas señales.
Circulación laminar	Forma de circulación de un líquido en la cual éste se mueve en capas paralelas o láminas.
Circulación turbulenta	Forma de circulación de un fluido en la que éste se mueve de forma no laminar.
Codo	Conector que forma ángulo entre dos conducciones que se unen. Salvo especificación en sentido contrario, el ángulo es de 90°.
Colador	Aparato destinado a retener partículas contaminantes de gran tamaño; normalmente está construido con una tela metálica. También puede definirse como un filtro basto.
Colector de retorno	Línea de retorno de fluido en la que convergen los distintos retornos de los componentes.
Colmatación	Obstrucción de los poros de un filtro causada por la retención de partículas.
Componente	Elemento simple de un circuito o sistema hidráulico.
Compresibilidad	Variación de la densidad de un fluido cuando es sometido a presión.
Compresor	Aparato que convierte la fuerza y el movimiento mecánico en potencia neumática.
Compresor de varias etapas	Compresor con dos o más fases de compresión en el que la descarga de cada una alimenta a la siguiente, en serie.
Contaminante	Cualquier sustancia no deseable que contenga el fluido.
Contrapresión	Presión existente en la línea de retorno a tanque, creada por los elementos intermedios y la propia tubería.
Control	Dispositivo utilizado para regular el funcionamiento de una unidad.
Convertidor de par	Acoplamiento hidráulico rotativo capaz de multiplicar el par del motor.
Corredera	Término aplicado indiscriminadamente a cualquier pieza móvil, de forma cilíndrica, que se mueva dentro de un alojamiento; normalmente utilizada para dirigir el caudal a través del elemento.
Cruz	Conector con cuatro orificios en forma de cruz.

D

D	Inicial empleada para expresar diámetros.
Delimitación de un montaje	Rectángulo dibujado alrededor del símbolo gráfico de uno o varios componentes para indicar los límites de un montaje.

Densidad	Relación entre la masa y el volumen de un elemento.
Depósito	Recipiente destinado al almacenamiento de un líquido.
Derivación	Véase <i>by-pass</i> .
Descarga	Véase circuito de puesta en vacío.
Descompresión	Acto por el que se reduce gradualmente la presión de una línea o elemento.
Desplazamiento	Volumen de líquido que pasa a través de una bomba, motor, o cilindro en una sola revolución o carrera.
Desplazamiento positivo	Característica de una bomba o de un motor cuyos orificios de entrada y salida están incomunicados entre sí, evitando que el líquido pueda recircular dentro del elemento.
Drenaje	Pasaje de un componente hidráulico, o procedente de éste, por el que el caudal de fugas y descompresiones retorna directa e independientemente al depósito.

E

Elemento filtrante	Elemento poroso que realiza el proceso de filtración.
Empaquetadura	Elemento de estanqueidad compuesto por uno o varios elementos deformables comprimidos. Normalmente se les aplica una compresión axial para obtener una estanqueidad radial.
Enchufe rápido	Acoplamiento que permite la rápida unión o separación de líneas.
Energía	Capacidad para realizar un trabajo.
Energía cinética	Energía que tiene un sólido o un fluido en función de su masa y velocidad.
Equilibrio hidráulico	Caso en que fuerzas hidráulicas iguales y opuestas actúan sobre una parte de un componente hidráulico.
Estrangulamiento	En una conducción es una restricción de poca longitud comparada con su sección transversal. Permite el paso de un caudal restringido; se utiliza para controlar el caudal o para crear una determinada pérdida de carga en la línea.

F

F	Inicial empleada para expresar fuerzas.
Filtro	Aparato cuya función principal es la retención en un medio poroso de los contaminantes insolubles de un fluido.
Filtrabilidad	Propiedad del fluido que define el comportamiento de éste ante el filtro.

Filtración absoluta	Denominación del grado de filtración de un elemento filtrante. Corresponde al diámetro de la mayor partícula esférica, dura e indeformable, que pasará a través de éste bajo condiciones específicas.
Flash point	Véase punto de ignición.
Fluido	Un líquido o gas.
Fluido ininflamable	Fluido difícilmente combustible y con poca capacidad de transmisión de la llama.
Fluídica	Rama de la ingeniería que abarca el uso de los fenómenos dinámicos de un fluido para medir, controlar, procesar la información, y/o actuar.
Frecuencia	Número de veces por unidad de tiempo que se repite una acción.
Fuerza	Cualquier causa que tienda a producir o modificar el estado de reposo o movimiento.

G

Gravedad específica (de un líquido)	Es la relación entre el peso de un volumen determinado de líquido y el peso del mismo volumen de agua.
--	--

H

Hidráulica	Ciencia que trata de las presiones y los caudales de los líquidos.
Hidrostática	Ciencia que trata de la energía de los líquidos en reposo.
Hidrodinámica	Ciencia que trata de la energía del caudal (movimiento) y la presión de un líquido.
Hidrocínética	Ciencia que trata de la energía de los líquidos en movimiento.
Hidroneumática	Ciencia que trata de la combinación de las potencias hidráulica y neumática.

I

Índice de viscosidad	Medida de las características viscosidad-temperatura de un fluido referida a la viscosidad de dos fluidos de referencia arbitrarios (ASTM D567-53).
Inhibidor	Cualquier sustancia que evita o reduce reacciones químicas como la oxidación o la corrosión.
Intensificador	Aparato que convierte la baja presión en alta presión (multiplicador).
Intercambiador de calor	Aparato que transfiere el calor, de un fluido a otro, a través de un medio divisor.

J

Junta	Elemento destinado a prevenir o controlar el escape de un fluido o la entrada de materiales ajenos en circuitos hidráulicos.
Junta tórica	Elemento de estanqueidad de sección cilíndrica.

L

L	Inicial empleada para expresar longitudes.
Línea	Tubo, tubería o manguera flexible que actúa como conductor de un fluido.
Línea de aspiración	Línea hidráulica que conecta el depósito con la entrada de aspiración de la bomba.
Línea de presión	Línea hidráulica que conecta la salida de presión de la bomba con el orificio presurizado del actuador.
Línea de retorno	Línea hidráulica que conecta la salida del actuador con el depósito.
Lubricador	Aparato que añade cantidades controladas de lubricante en un sistema.
Lubricante	Fluido, generalmente aceite de base mineral, que forma una película entre las superficies para evitar el contacto directo entre las mismas.

M

M	Inicial empleada para expresar par motor.
Manifold	Conductor que ofrece muchos orificios internos de conexión.
Manómetro	Dispositivo destinado a la medida de presiones.
Margen de supresión	Diferencia entre la presión de apertura de una válvula y la presión alcanzada cuando pasa a través de ella todo el caudal.
Medio filtrante	Elemento poroso contenido en el cartucho filtrante, que realiza la operación de filtración. Puede ser de profundidad o superficial.
Micra	Millonésima parte del metro o milésima parte del milímetro.
Motor hidráulico	Aparato que transforma la energía hidráulica en energía mecánica con movimiento rotativo.
Motor de cilindrada fija	Motor en el que el desplazamiento por revolución no puede ser variado.
Motor cilindr. variable	Motor en el que el desplazamiento por revolución puede variarse.
Motor par	Dispositivo electromagnético formado por bobinas y circuito magnético empleado en las servoválvulas.

Movimiento alternativo	Movimiento de vaivén en línea recta.
Movimiento browniano	Movimiento en zigzag a que están sometidas las partículas en medios fluidos.
Multipass	Test destructivo que simula las condiciones reales de trabajo y mide la eficiencia del filtro.

N

N	Inicial empleada para expresar potencia.
Neumática	Ciencia que trata de las presiones y caudales de los gases.
Newt	Unidad de viscosidad cinemática en el sistema inglés.
Núcleo	Parte central, generalmente maciza, de un elemento.
Numero de neutralización	Una medida de la acidez o basicidad total de un aceite, incluidos las bases y los ácidos orgánicos e inorgánicos (designación ASTM D974-58T).

O

Obturador	Elemento de ciertas válvulas que impiden el paso del caudal cuando queda ajustado en su asiento.
Orificio	Final interno o externo de un pasaje en un componente hidráulico.

P

P	Inicial empleada para expresar presión.
Pasaje	Conducto mecanizado que pasa a través de un elemento hidráulico para permitir el paso del fluido.
Pascal, principio de	La presión aplicada a un líquido confinado se transmite en todas direcciones, y ejerce fuerzas iguales sobre áreas iguales.
Par	Fuerza giratoria.
Pistón	Pieza de forma cilíndrica que se ajusta dentro de un cilindro y transmite o recibe un movimiento mediante el vástago conectado a la misma.
Placa base	Montura auxiliar para un componente hidráulico que ofrece un medio de conectar las tuberías al componente.
Poise	Unidad estándar de la viscosidad absoluta en el sistema c.g.s.
Poros	Agujero del medio filtrante a través del cual circula el fluido.
Potencia	Trabajo por unidad de tiempo.

Potenciómetro	Elemento que mide y controla un potencial eléctrico.
Presión	Fuerza por unidad de área. En la práctica se mide en kg/cm ² o bar.
Presión absoluta	La suma de la presión atmosférica y la manométrica, es decir, la escala de presión donde el punto cero es el vacío absoluto.
Presión atmosférica	Presión ejercida por la atmósfera en un lugar determinado. Al nivel del mar es aproximadamente de 1 kg/cm ² .
Presión de abertura	Presión a la que una válvula, accionada por presión, empieza a permitir el paso del fluido.
Presión diferencial	La diferencia de presiones entre dos puntos cualesquiera de un sistema o de un componente.
Presión manométrica	Presión diferencial respecto de la atmosférica.
Presión de carga	Presión del gas comprimido en un acumulador antes de llenarlo de fluido.
Presión piloto	Presión auxiliar utilizada para accionar o controlar los componentes hidráulicos.
Presión de trabajo del sistema	Presión tarada a la que trabaja el sistema.
Presión de prueba	Presión alcanzada por encima de la recomendada en un ensayo no destructivo.
Presión recomendada	La presión de trabajo recomendada para un elemento o un sistema por su fabricante.
Presión del sistema	Presión que vence todas las resistencias del sistema. Incluye las necesarias para realizar el trabajo útil así como las pérdidas por rozamientos.
Presión de trabajo	La presión que vence la resistencia del elemento de trabajo.
Presostato	Interruptor eléctrico accionado por la presión del fluido.
Presurizar	Aplicar una presión superior a la atmosférica.
Puerto o orificio	Terminal interior o exterior de un pasaje de un componente.
Punta de presión	Aumento instantáneo de la presión de un circuito, que se presenta en una onda que se mueve a velocidad supersónica.
Punto de anilina	La más baja temperatura a la que un volumen determinado de líquido es totalmente miscible con un volumen igual de anilina recién destilada (ASTM D611-55T).
Punto de ignición	Temperatura a la que debe calentarse un fluido, bajo condiciones específicas, para que produzca suficiente vapor y, una vez mezclado con el aire, formen una mezcla que pueda arder espontáneamente al aplicarle una llama específica.

Purga Aparato par eliminar el fluido presurizado.

Q

Q Inicial empleada para expresar caudales.

R

R Inicial empleada para expresar radios.

Reductor Un conector que tiene la salida de menor tamaño que la entrada.

Refrigerador Intercambiador de calor utilizado para extraer el calor de un fluido hidráulico.

Régimen laminar Ver circulación laminar.

Régimen turbulento Ver circulación turbulenta.

Regulación a la entrada Acción de regular la cantidad de fluido que entra en un accionador o sistema.

Regulación a la salida Acción de regular la cantidad de fluido que sale de un accionador o sistema.

Regular Acción de controlar la cantidad de fluido.

Regulador de caudal Aparato que se utiliza para regular la cantidad de fluido que circula por él.

Rellenar Acción de volver a llenar para mantener un determinado nivel (ej.: rellenar el depósito).

Rendimiento Relación entre la salida y la entrada, o entre los valores teóricos y los reales. El rendimiento se expresa normalmente en porcentajes.

Restrictor Reducción de la sección transversal de una línea o pasaje que produce una caída de presión o una reducción del caudal.

S

S.C.F.M. Unidad de medición del caudal de aire (Standard Cubic Feet per Minute)

Secuencia Orden de una serie de operaciones o movimientos.

Señal Mando o indicación de una posición o velocidad deseadas.

Servocircuito Circuito controlado con realimentación automática (ej.: la salida).

Servoválvula Válvula que controla la dirección y cantidad de fluido proporcionalmente a una señal de entrada.

Silenciador	Aparato destinado a reducir el ruido del caudal de gas.
Stoke	Unidad de viscosidad cinemática en el sistema c.g.s.
T	
t	Inicial empleada para expresar tiempo.
T	Inicial empleada para expresar trabajo.
Tacómetro	Dispositivo que genera una señal, en corriente alterna o continua, proporcional a la velocidad a la que se le hace girar.
Tanque	Véase depósito.
Te	Conector con tres orificios, dos sobre un eje y el tercero en perpendicular a este eje.
Trabajo	Aplicación de una fuerza en una distancia determinada. Se mide en unidades de energía.
Tubo o tubería	Conductor rígido en el que su medida viene determinada por su diámetro externo.
Turbina	Dispositivo giratorio que actúa por el impacto de un fluido, en movimiento, contra sus álabes o paletas.
U	
Unión	Conector que permite que dos líneas se junten o se separen sin necesidad de hacerlas girar.
V	
v	Inicial empleada para expresar velocidades.
V	Inicial empleada para expresar volúmenes.
Vacío	Presión inferior a la atmosférica. Se expresa normalmente en milímetros de columna de mercurio (mm Hg).
Válvula	Aparato que sirve para controlar la dirección, la presión o el caudal de un fluido.
Válvula antirretorno	Válvula de control direccional que permite el paso del fluido en una sola dirección.
Válvula de cierre	Válvula que funciona totalmente abierta o totalmente cerrada.
Válvula de control direccional	Válvula cuya función primordial es la de dirigir o impedir el paso del caudal a través de los orificios seleccionados.

Válvula de cuatro vías	Válvula de control direccional cuya función primordial es la de conectar alternativamente con la entrada de presión y con la salida hacia el depósito, los dos orificios de trabajo de un sistema o componente.
Válvula de deceleración	Válvula de control de caudal que reduce éste de forma proporcional para producir una deceleración.
Válvula de descarga	Válvula cuya misión primordial es la de enviar el fluido hacia el depósito cuando se alcanza y mantiene una presión determinada en su línea de pilotaje.
Válvula de descompresión	Válvula de control de presión que controla la velocidad a la que, la energía contenida en un fluido comprimido se reduce.
Válvula de dos vías	Válvula de control direccional con dos pasos distintos para el fluido.
Válvula de equilibrio	Válvula de control de presión que mantiene una contrapresión para impedir el descenso, por gravedad, de una carga vertical.
Válvula de prellenado	Válvula que permite el paso directo (por gravedad) del fluido del depósito hacia un cilindro durante parte de su ciclo de avance. Permite que se pueda aplicar la presión de trabajo durante el ciclo de trabajo, y permite el retorno libre del fluido al depósito, desde el cilindro, durante el ciclo de retorno.
Válvula de secuencia	Válvula cuya función primordial es la de dirigir el caudal en una secuencia determinada. Desvía el caudal hacia un sistema secundario mientras mantiene una presión mínima determinada en el sistema primario. Esta válvula es accionada por la presión del fluido.
Válvula de seguridad	Válvula accionada por presión cuya función primordial es la de limitar la presión del sistema.
Válvula de selección de pilotaje	Válvula de conexión que selecciona uno de entre dos o más circuitos debido a los cambios de presión o de caudal entre los circuitos.
Válvula de tres vías	Válvula de control direccional cuya misión primordial es la de, alternativamente, presurizar y descargar un orificio de trabajo.
Válvula divisora de caudal (divisor)	Válvula que divide el caudal de una sola fuente en dos o más ramales.
Válvula divisora de caudal compensada por presión	Válvula divisora que divide el caudal en relaciones fijas independientemente de las distintas resistencias que le ofrezcan los ramales.
Válvula piloto	Válvula auxiliar utilizada para controlar la operación de otra válvula. Válvula de mando de una válvula de dos pasos.
Válvula reductora de presión	Válvula de control de presión cuya misión primordial es la de limitar la presión a su salida, con independencia de la presión de entrada.
Válvula reguladora de caudal	Válvula que controla el caudal.

Válvula reguladora de caudal compensada por presión	Válvula de control de caudal que realiza su función con independencia de la presión del fluido.
Válvula reguladora de caudal compensada por temperatura	Válvula de control de caudal que realiza su función con independencia de la temperatura del fluido.
Válvula seguidora	Válvula de control de caudal que dirige el fluido hacia un actuador de forma tal que el movimiento resultante sea proporcional al movimiento de entrada de la válvula.
Vástago	Pieza de forma cilíndrica, de diámetro constante, que se utiliza para transmitir un empuje.
Venting, venteo	Poner en descarga un caudal despresurizando.
Viscosidad	La medida de la fricción interna o la resistencia que ofrece un fluido a fluir.
Volumen	Capacidad de un espacio o cámara expresado en unidades cúbicas.

Referencias

- BENLLOCH, J. *Lubricantes y lubricación aplicada*.(1983)
- BILEK, M. *Manual de hidráulica*.
- EGEA GIL, P. *Mecanismos hidráulicos*.
- FITCH, E.C. *An encyclopedia of fluid contamination control for hydraulic systems*. Oklahoma State University. (1982)
- GARCÍA PASCUAL, F. *Tecnología de equipos industriales*
- HULMER, D. *Manual de oleodinámica*.(1975)
- PALL IND. HYDRAULICS LTD. *Hydraulics training manual*.(1972)
- ROCA RAVELL, F. *Filtración en sistemas oleohidráulicos*. (1978)
- ROCA RAVELL, F. *Manual de hidráulica, filtración y fluidos*.(1996)
- ROQUET, S.A. *Cursillo oleohidráulica*.
- SPERRY VICKERS. *Curso de introducción a la oleohidráulica*.
- SPERRY VICKERS. *Curso de diseño circuitos oleohidráulicos*.
- UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA. *Circuitos oleohidráulicos con válvulas proporcionales*.
- VERKOL, S.A. *Manual de fluidos hidráulicos*.(1.982)