

UNIVERSIDAD TÉCNICA FEDERICO SANTA MARÍA
SEDE VIÑA DEL MAR
JOSÉ MIGUEL CARRERA

COMPONENTES OLEOHIDRAÚLICOS FUNCIONAMIENTO Y
APLICACIONES

Trabajo de Titulación para optar al
Título de TÉCNICO
UNIVERSITARIO en Mecánica
Industrial

Alumnos:
Víctor Núñez Vergara
Ricardo Vera Riquelme

Profesor Guía:
José Miguel Tamaño

RESUMEN

El presente trabajo de título corresponde a un catálogo en el cual se explica el funcionamiento y las aplicaciones de los componentes oleohidráulicos más usados hoy en día. Estos son las bombas de caudal variable, las válvulas cartucho, y las válvulas proporcionales.

Las bombas de caudal variable como su nombre lo dice es una bomba que su caudal varía de acuerdo al sistema.

Las válvulas cartucho, son que van instaladas en unos bloques de válvula

Y las válvulas proporcionales son válvulas que permiten controlar mejor los movimientos de esta.

ÍNDICE

RESUMEN

INTRODUCCIÓN

CAPITULO 1: ANTECEDENTES GENERALES

- 1.1. POR QUE SE EMPLEA TANTO LA HIDRÁULICA HOY EN DÍA
- 1.2. PRINCIPIOS DE HIDRÁULICA.
- 1.3. REPRESENTACIÓN SIMBÓLICA DE ELEMENTOS Y MECANISMOS HIDRÁULICOS
 - 1.3.1. Símbolos básicos y funcionales
- 1.4. VENTAJAS E INCONVENIENTES DE LA FUERZA HIDRÁULICA
 - 1.4.1. Ventajas
 - 1.4.2. Desventajas

CAPITULO 2: BOMBAS HIDRÁULICAS

- 2.1. INTRODUCCIÓN
- 2.2. ¿QUE NECESITA UNA BOMBA PARA SER HIDRÁULICA?
 - 2.2.1. Caudal de las bombas hidráulicas
- 2.3. TIPOS DE BOMBAS HIDRÁULICAS
 - 2.3.1 Bombas de engranajes
 - 2.3.2. Bombas de paletas
 - 2.3.3. Bombas de pistones.
- 2.4. RENDIMIENTO DE LA BOMBA HIDRÁULICA
 - 2.4.1. Factores que intuyen en la selección de un determinado tipo de bomba.
- 2.5. COMPARACIÓN DE LAS BOMBAS DE ENGRANAJES, DE PALETAS Y DE PISTONES

CAPITULO 3: VÁLVULAS CARTUCHO

- 3.1. DESCRIPCIÓN GENERAL
- 3.2. COMPONENTES EN LA CONSTRUCCIÓN
 - 3.2.1. Panel de Control
- 3.3. VERSIONES DE VÁLVULAS PARA SER INTEGRADAS
 - 3.3.1. Asiento de válvulas con área de radio 1:1,6
 - 3.3.2. Asiento de válvulas con área de radio 1:1
 - 3.3.3. Placa de la válvula con área de radio 1:1

- 3.4. CUBIERTAS
- 3.5. VÁLVULAS PILOTO
- 3.6. FUNCIONES DE UNA VÁLVULA DIRECCIONAL DE CONTROL
 - 3.6.1. Válvulas cartucho con área de radio 1:1,6
 - 3.6.2. Control direccional de válvulas con varios puertos conectores
 - 3.6.3. Los efectos del tiempo de conmutación
 - 3.6.4. Determinación de la dirección del flujo
 - 3.6.5. Válvulas de control de caudal de tres vía
 - 3.6.6. Válvulas de control direccional con control de posición de conmutación
- 3.7. VÁLVULAS DE CONTROL DE PRESIÓN
 - 3.7.1. Válvulas de seguridad con pre-amplificación
 - 3.7.2. Válvula reductora de presión con pre-amplificación
 - 3.7.3. Válvulas de secuencia y cerrado afuera
 - 3.7.4. Válvulas de presión proporcional
- 3.8. VÁLVULAS DE CONTROL DE CAUDAL
 - 3.8.1. Válvulas estranguladas
 - 3.8.2. Válvulas de caudal compensado
 - 3.8.3. Válvulas de estrangulación proporcional
- 3.9. VÁLVULAS DE CHEQUEO
 - 3.9.1. Válvulas de chequeo simple
 - 3.9.2. Válvulas de chequeo con pilotaje
- 3.10. COMBINACIÓN DE VÁLVULAS DE SEGURIDAD
 - 3.10.1. Válvula de control direccional combinada con una válvula de presión
 - 3.10.2. Combinación de válvulas de control de caudal
- 3.11. MODELOS ESPECÍFICOS DE VÁLVULAS CARTUCHO DE CONTROL

CAPITULO 4: VÁLVULAS PROPORCIONALES

- 4.1. CARACTERÍSTICAS DE VÁLVULAS PROPORCIONALES.
- 4.2. CURVAS CARACTERÍSTICAS.
 - 4.2.1. Válvulas de presión (presión señal función)
 - 4.2.2. Válvulas de estrangulación
 - 4.2.3. Válvulas de control direccional (función volumétrica de control de crecimiento)
- 4.3. LÍMITES DE OPERACIÓN
 - 4.3.1. Válvulas de presión
 - 4.3.2. Válvulas de enrollamiento y válvulas de control direccional
- 4.4. VÁLVULAS PROPORCIONALES CON Y SIN CONTROL DE POSICIÓN
 - 4.4.1. Válvulas proporcionales sin control de posición

4.4.2. Válvulas Proporcionales con control de posición

4.5. VÁLVULAS PROPORCIONALES DE ESTRANGULACIÓN

4.5.1. Válvulas de estrangulación NG6 sin control de posición

4.5.2. Válvula de estrangulación NG6 con control de posición.

4.5.3. Válvula de estrangulación NG 10 con control de posición

4.6. VÁLVULAS PROPORCIONALES DE CONTROL DE CRECIMIENTO,
PRESIÓN COMPENSADO N6, NG 10

4.6.1. Válvula de control de crecimiento, presión compensada NG 10.

CONCLUSIONES

BIBLIOGRAFÍA Y FUENTE DE INFORMACIÓN.

INDICE DE GRÁFICOS

- Gráfico 4-1: Curvas características
- Gráfico 4-2: Válvulas de estrangulación
- Gráfico 4-3: Válvulas de control direccional
- Gráfico 4-4: Válvulas de enrollamiento y válvulas de control direccional
- Grafico4-5: Intereses, error reverso, respuesta sensitiva
- Gráfico 4-6: Válvulas proporcionales sin control de posición
- Gráfico 4-7: Válvulas Proporcionales con control de posición

ÍNDICE DE FIGURAS

- Figura 1-1: Simbología de válvulas de distribución
- Figura 2-1: Tres tipos de bomba
- Figura 2-2: Forma de saber cuando es “hidráulica” una bomba
- Figura 2-3: Diferencia entre una bomba de caudal fijo y otra de caudal variable
- Figura 2-4: Tres tipos de bombas Hidráulicas
- Figura 2-5: Bomba de engranajes externos
- Figura 2-6: Funcionamiento de la bomba de engranajes externos
- Figura 2-7: Bomba de engranajes internos
- Figura 2-8: Funcionamiento de la bomba de engranajes internos
- Figura 2-9: Bomba de rotor basada en la de engranajes internos
- Figura 2-10: Funcionamiento de una bomba de rotor
- Figura 2-11: Bomba de paletas equilibradas
- Figura 2-12: Funcionamiento de la bomba de paletas equilibradas
- Figura 2-13: Funcionamiento de la bomba de paletas sin equilibrar
- Figura 2-14: Presión ejercida sobre el rotor y el eje en la bomba equilibrada y sin equilibrar
- Figura 2-15: Disposición de los pistones axiales y radiales
- Figura 2-16: Bomba de pistones de doble efecto
- Figura 2-17: Bomba de pistones axiales en línea, de caudal variable
- Figura 2-18: Funcionamiento de la bomba de pistones axiales en línea
- Figura 2-19: Servo-mando en funcionamiento para inclinar la placa oscilante
- Figura 2-20: Bomba de pistones axiales en línea, de caudal fijo

- Figura 2-21: Bomba de pistones axiales en línea, caudal fijo
- Figura 2-22: Bomba de pistones axiales de eje en ángulo de caudal fijo
- Figura 2-23: Dos tipos de bombas radiales
- Figura 2-24: Bomba de pistones radiales de leva giratoria
- Figura 2-25: Bomba de pistones radiales con mecanismo de regulación automática de la carrera de los pistones
- Figura 2-26: Bomba de pistones radiales (tipo de pistones en rotación)
- Figura 3-1: Construcción de una válvula de cartucho
- Figura 3-2: Base de las válvulas
- Figura 3-3: Asiento de válvula integrada
- Figura 3-4: Asiento de válvula integrada
- Figura 3-5: Cubierta de válvula
- Figura 3-6: Válvulas piloto
- Figura 3-7: Caso a, b, c
- Figura 3-8: Válvula direccional de control
- Figura 3-9: Válvulas con varios puertos conectores
- Figura 3-10: Efectos del tiempo de conmutación
- Figura 3-11: Dirección del flujo
- Figura 3-12: Válvulas de control de caudal de tres vías
- Figura 3-13: Válvulas de control direccional con control de posición
- Figura 3-14: Válvulas de seguridad con pre-amplificación
- Figura 3-15: Válvula reductora de presión con pre-amplificación
- Figura 3-16: Válvulas de secuencia y cerrado afuera
- Figura 3-17: Válvulas de presión proporcional
- Figura 3-18: Válvulas estranguladora
- Figura 3-19: Válvulas de caudal controlado
- Figura 3-20: Válvulas de estrangulación proporcional
- Figura 3-21: Válvula check simple
- Figura 3-22: Válvula de chequeo piloteada
- Figura 3-23: Combinación válvula de control con válvula de presión
- Figura 3-24: Combinación de válvulas de control de caudal
- Figura 4-1: Tipos de válvulas proporcionales
- Figura 4-2: Válvulas de presión
- Figura 4-3: Válvula sin control de posición
- Figura 4-4: Válvula proporcional con transductor de posición
- Figura 4-5: La válvula de presión proporcional
- Figura 4-6: Válvulas piloto de presión

Figura 4-7: Válvulas proporcionales de estrangulación

Figura 4-8: Válvulas proporcionales de control de crecimiento

INTRODUCCIÓN

El hombre dentro de su largo camino, hacia el desarrollo tecnológico, ha ido descubriendo y mejorando nuevas cosas en todo el ámbito de la humanidad. Dentro de todos estos avances nos encontramos con el desarrollo de la oleohidráulica, aplicada a situaciones en forma versátil y muchas veces compleja, en todas las áreas del gran campo industrial y tecnológico.

De acuerdo al avance al que se ha visto involucrada la tecnología el área de las máquinas para trabajos pesados ha sido una de las que se visto mas involucrada, en mayor grado el área de la minería, es por eso que es de suma importancia tener conocimiento de los componentes y sistemas hidráulicos modernos. Ya que han aparecido nuevos componentes que a una primera impresión se ven complejos, debido a esto se hace conveniente conocerlos y tener claro su funcionamiento.

Por lo cual este escrito esta enfocado a explicar al lector los principios, funcionamientos y los componentes más utilizados hoy en día en los sistemas hidráulicos, para poder así lograr una mejor comprensión de cada sistema hidráulico al que se enfrenten ya sea como estudiante o trabajador de alguna industria o empresa.

El nombre correcto es oleohidráulica al ser el aceite el fluido que generalmente circula por las tuberías (en el lenguaje practico se nombra como hidráulica).

CAPITULO 1: ANTECEDENTES GENERALES

1. ANTECEDENTES GENERALES

1.1. POR QUE SE EMPLEA TANTO LA HIDRÁULICA HOY EN DÍA

¿Por qué se ha generalizado tanto el empleo de la fuerza hidráulica en las maquinas modernas, frente a otras formas de realizar trabajo, como la mecánica, la neumática o por medio de la electricidad.

La razón principal es la de su gran flexibilidad. No hay nada tan flexible como un líquido para transformar y transmitir fuerza, actuando a pesar de su flexibilidad como podría hacerlo una barra de acero maciza. Otra ventaja de la hidráulica es que permite controlar una fuerza muy grande con una fuerza muy pequeña, como ocurre, por ejemplo con los servofrenos hidráulicos. Otras razones que han contribuido a popularizar el empleo de la fuerza hidráulica han sido su simplicidad, compacidad, economía y seguridad.

La hidráulica es un extenso capítulo de la física que estudia los líquidos en movimiento o en reposo. En el presente escrito la atención principal se centrara en los sistemas hidráulicos más comúnmente empleados en la minería e industrias en general, por lo cual, estudiaremos algunos de los componentes más empleados en los sistemas hidráulicos modernos y le daremos una mínima atención a los componentes tradicionales o ya conocidos.

1.2. PRINCIPIOS DE HIDRÁULICA.

La hidráulica esta basada en unos pocos principios muy simples:

- Los aceites no son compresibles (pero si elásticos).
- Los aceites transmiten en todas las direcciones la presión que se les aplica (principio de pascal).
- Los aceites toman la forma de la tubería o aparato, por los que circulan en cualquier dirección.
- Los aceites permiten multiplicar la fuerza aplicada prensa hidráulica.

1.3. REPRESENTACIÓN SIMBÓLICA DE ELEMENTOS Y MECANISMOS HIDRÁULICOS

El organismo europeo de normalización de transmisiones oleoneumáticas se denomina CETOP (comité Europeo de Transmisiones oleohidráulicas y neumáticas) y lo integran los siguientes países: Alemania, Francia, Gran Bretaña, España Italia Holanda; Suecia, Bélgica, Suiza y Dinamarca.

El CETOP está relacionado con ISO (Organización internacional de Normalización).

Las palabras hidráulico y neumático pueden utilizarse para señalar estos dos sistemas entre si y frente a otras técnicas, por ejemplo: bombas hidráulicas, cilindros hidráulicos, acumulador hidráulico, motor neumático y válvula neumática.

1.3.1. Símbolos básicos y funcionales

Los símbolos empleados en oleoneumática se utilizan uno o más símbolos básicos y, en general, también uno o más símbolos funcionales, pero no determina su tipo de construcción.

En los esquemas y planos se representan los aparatos en posición de reposo. Si el aparato esta actuado se deberá indicar en el esquema. El tamaño de los símbolos es a elección del usuario; no obstante, hay plantillas empleadas por los delineantes que son las ideales. Las normas que en la actualidad se están empleando con mucha asiduidad son las normas ISO.

- Válvulas Hidráulicas.

Una válvula queda determinada simbólicamente conociendo sus vías, posiciones, accionamientos, retornos, si es abierta, N/A normalmente abierta o cerrada y los pilotajes.

Las vías son los caminos del aceite a través de la válvula y normalmente se determina por los agujeros de conexión que tiene.

Las posiciones se determinan por recuadros (1, 2, 3, 4) y representan imaginariamente los distintos estados que toma la válvula según los accionamientos Figura 1-1.

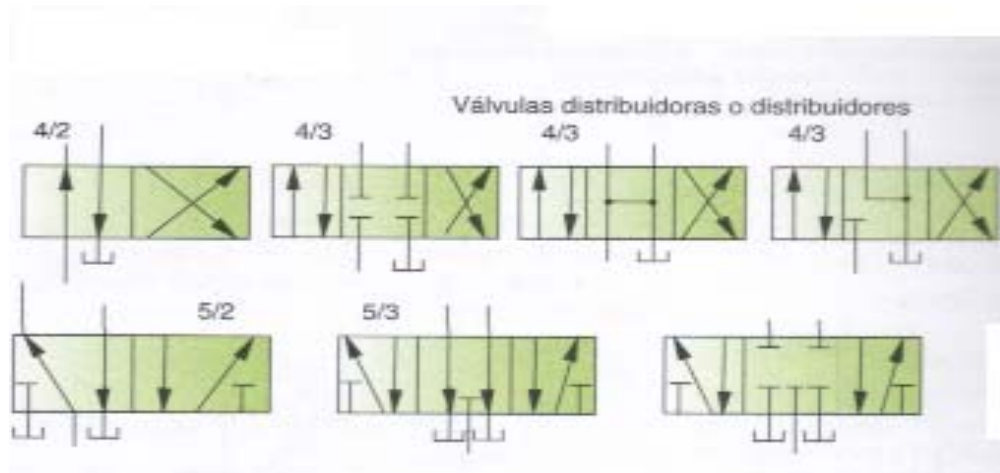


Figura 1-1: Simbología de válvulas de distribución

1.4. VENTAJAS E INCONVENIENTES DE LA FUERZA HIDRÁULICA

Tal como se ha visto en el sistema hidráulico simple, hemos desarrollado el propósito de transmitir potencia desde una fuente (motor a combustión o motor eléctrico al lugar donde se requiere esta potencia para trabajar.

Para comparar las ventajas y desventajas del sistema hidráulico, hagámoslo con los otros métodos comunes de transferir potencia. Estos serian mecánicos (ejes, engranajes o cables) o eléctricos.

1.4.1. Ventajas

a.- Flexibilidad.

Diferente al método mecánico de transmisión de potencia, donde las posiciones relativas del motor y lugar de trabajo deben permanecer relativamente constantes con la flexibilidad de las líneas hidráulicas, la potencia se puede mover a casi cualquier lugar.

b.- Multiplicación de fuerza.

En este sistema hidráulico se pueden usar fuerzas muy pequeñas para mover cargas muy grandes simplemente cambiando los tamaños de los cilindros.

c.- Simplicidad.

El sistema hidráulico tiene menos piezas móviles, menos puntos de desgaste. Y se lubrica por si mismo.

d.- Compacidad.

Comparar el tamaño de un motor hidráulico pequeño con un método eléctrico del mismo caballaje. Luego, imaginarse el tamaño de los engranajes y ejes que se requerirían para crear las fuerzas que se puede lograr con una prensa hidráulica pequeña. El sistema hidráulico puede manejar más potencia para su tamaño que cualquier otro sistema.

e.- Economía.

Esta es la consecuencia natural de la simplicidad y compacidad que provee un costo relativamente bajo de potencia transmitida. También, las pérdidas de potencia y fricción son comparativamente bajas.

f.- Seguridad.

Hay menos piezas en movimiento, tales como engranajes, cadenas, correas y contactos que en otros sistemas. Las sobrecargas pueden controlarse con más facilidad usando válvulas de seguridad que lo que es posible con los dispositivos de sobrecarga en otros sistemas.

1.4.2. Desventajas

a.- Eficiencia.

Mientras la eficiencia del sistema hidráulico es mucho mejor que el sistema eléctrico, es más baja que para la transmisión mecánica de potencia.

b.- Necesidad de limpieza.

Los sistemas hidráulicos pueden averiarse por el oxido, corrosión, tierra, calor y descomposición de los líquidos. La limpieza y el mantenimiento son más críticos en el sistema hidráulico que en cualquier otro método de transmisión.

CAPITULO 2: BOMBAS HIDRÁULICAS

2. BOMBAS HIDRÁULICAS

2.1. INTRODUCCIÓN

La bomba es el corazón del sistema hidráulico. Crea el flujo del líquido que llena todo el circuito.

El corazón humano es una bomba Figura 2-1, lo mismo que esa vieja bomba de agua que veíamos antes en las granjas. Entre uno y otra se sitúan los diversos tipos de bombas ideadas por los ingenieros que, si por un lado trabajan mejor que la vieja bomba de agua, por otro no han logrado alcanzar todavía la perfección de esa bomba que es el corazón humano. Antes, cuando se hablaba de hidráulica se hacía referencia a los líquidos en movimiento. Por eso mismo, cualquier bomba que moviera un líquido se denominaba bomba hidráulica.

Hoy en día, sin embargo, se entiende por Hidráulica el estudio de la presión y el flujo de los líquidos, es decir, el movimiento del líquido y su capacidad para realizar trabajo.

Por lo tanto, hoy se llama bomba hidráulica a la que, además de mover el líquido, le obliga a trabajar..., dicho en otras palabras, LA BOMBA HIDRÁULICA ES UN INGENIO CAPAZ DE CONVERTIR FUERZA MECÁNICA EN FUERZA HIDRÁULICA.



Bomba de agua Bomba cardiaca Bomba hidráulica

Figura 2-1: Tres tipos de bomba

2.2. ¿QUE NECESITA UNA BOMBA PARA SER HIDRÁULICA?

Todas las bombas producen un flujo o corriente de líquido. Entregan un caudal. Desplazan el líquido de un punto a otro.

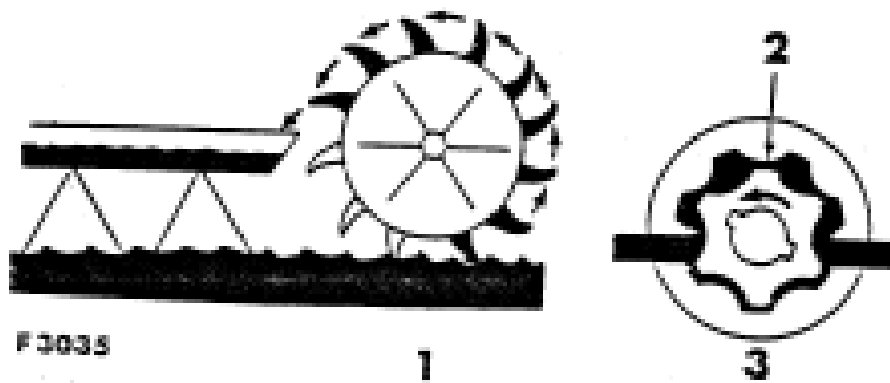
Pero este desplazamiento del líquido puede ser de dos clases:

a.- Desplazamiento no-positivo.

b.- Desplazamiento positivo.

La Figura 2-2 ilustra la diferencia entre uno y otro tipo de desplazamiento. La vieja rueda de cangilones produce un desplazamiento no-positivo del agua que va pasando de un sitio a otro.

En cambio, las bombas empleadas hoy en día en los sistemas hidráulicos, no solamente producen un caudal líquido, sino que también son capaces de sostenerlo contra la resistencia opuesta a su circulación. Por eso se llaman de desplazamiento positivo. Obsérvese la junta hermética que cierra la caja en que gira el rotor. El líquido no puede retroceder en ningún momento.



1.- Desplazamiento no-positivo 3.-Desplazamiento positivo

2.- Junta hermética

Figura 2-2: Forma de saber cuando es “hidráulica” una bomba

Es decir, el líquido que sale por la boca de la bomba es apoyado por esta. Para indicar que el caudal entregado por la bomba esta apoyado en esta forma, se dice que el desplazamiento del líquido es positivo. Sin este apoyo, el líquido movido por la bomba no podría vencer nunca ninguna de las resistencias que le opone el sistema hidráulico.

Siempre que se necesita una presión alta del líquido dentro de un circuito, se tiene que utilizar una bomba de desplazamiento positivo. Así ocurre con todos los sistemas hidráulicos modernos.

En los sistemas de baja presión, tales como los representados por un sistema de refrigeración por agua o un sistema de riego por aspersión, se pueden emplear bombas de desplazamiento no-positivo.

2.2.1. Caudal de las bombas hidráulicas

El caudal es el volumen de aceite que entrega la bomba en una unidad de tiempo.

Por el caudal que entrega, las bombas se dividen en dos grandes categorías:

a. Bombas de caudal fijo.

Las bombas de caudal fijo o constante entregan siempre el mismo volumen de aceite por unidad de tiempo. El volumen varía únicamente al variar la velocidad de giro de la bomba.

Es cierto que las fluctuaciones de la presión dentro del sistema hidráulico pueden hacer que varíe algo el caudal, pero ello es siempre debido a las fugas de aceite hacia la boca de entrada de la bomba. La presencia de esta fuga inevitable en las bombas de caudal constante es la razón de que éstas se suelen emplear más en sistemas de baja presión o como bombas auxiliares de otra bomba que trabaja en un sistema de presión más alta.

b. Bombas de caudal variable.

Las bombas de caudal variable son capaces de variar el volumen de aceite que entregan en la unidad de tiempo, aunque no varíe su velocidad de giro.

Estas bombas llevan un mecanismo interior que hace variar el caudal que entregan de forma que se mantenga constante la presión dentro del sistema hidráulico. Tal como ilustra la Figura 2-3, cuando cae la presión aumenta el caudal, y al revés.

En resumen:

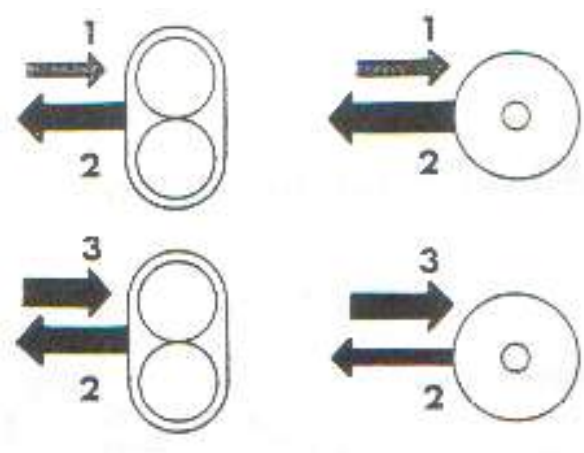
caudal fijo = flujo constante

Caudal variable = flujo variable.

Ahora podemos saber ya cual es el tipo de bomba que necesitamos para cada uno de estos sistemas:

para el sistema abierto, bomba de caudal fijo.

para el sistema cerrado, bomba de caudal variable.



Caudal fijo	Caudal Variable
1	Caída de presión.
2	Caudal.
2	Aumento de presión.

Figura 2-3: Diferencia entre una bomba de caudal fijo y otra de caudal variable

Esta regla tiene excepciones como ya vimos en el capítulo I, pero, en general, los tipos de bombas indicados se proyectan para el correspondiente tipo de sistema hidráulico.

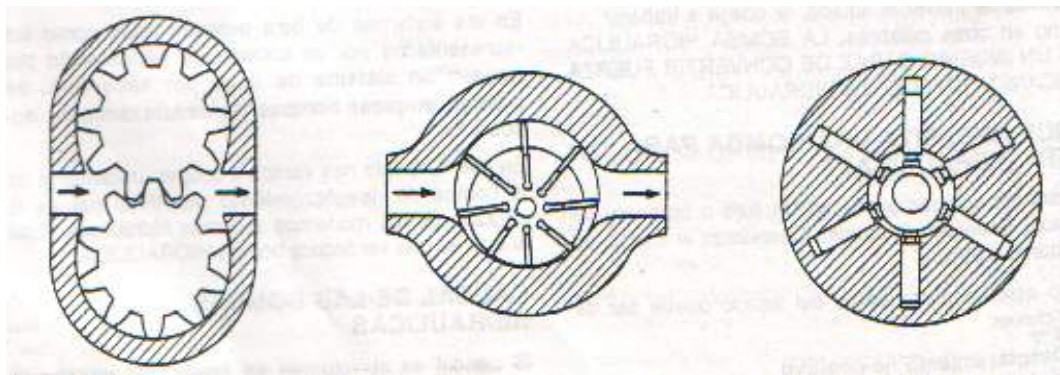
Hagamos aquí un inciso para recordar una vez más que la bomba hidráulica no crea la presión; solamente entrega un caudal de líquido. La presión surge por la resistencia ofrecida a la circulación del líquido.

2.3. TIPOS DE BOMBAS HIDRÁULICAS

Ahora que sabemos lo que es una bomba hidráulica, veamos como son por dentro.

Casi todas las bombas empleadas hoy son de tres tipos Básicos. Figura 2-4

- 1.- Bombas de engranajes.
- 2.- Bombas de paletas.
- 3.- Bombas de pistones.



Bomba de engranaje Bomba de paletas Bomba de pistones

Figura 2-4: Tres tipos de bombas Hidráulicas

Vamos a ver como trabaja cada uno de estos tres tipos de bombas y las aplicaciones que tienen. En un determinado sistema hidráulico podrá emplearse una sola de estas bombas, o dos o más combinadas. Los tres tipos son giratorios; el líquido es movido por una pieza en rotación en el interior de la bomba. La bomba rotatoria tiene la ventaja de ser más compacta para un mismo caudal. De ahí que sea el tipo ideal para montar en un vehículo, donde el espacio disponible siempre es más reducido que en una instalación fija.

2.3.1 Bombas de engranajes

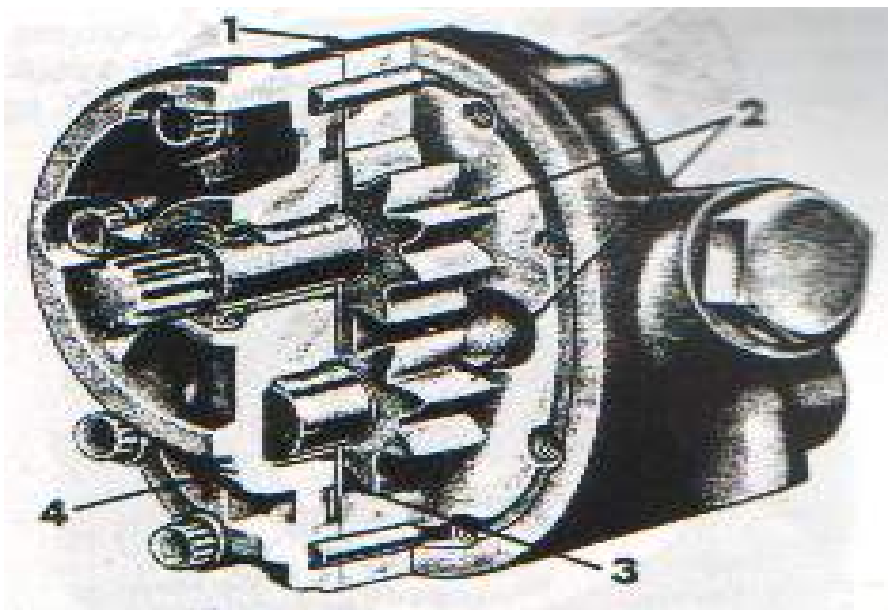
Las bombas de engranajes son el caballo de batalla de los sistemas hidráulicos. Se utilizan mucho por que son sencillas y económicas. Aunque con ellas no se puede variar el caudal de aceite que entrega, su capacidad es suficiente para las necesidades de

la mayoría de los sistemas que necesitan un caudal fijo. Muy a menudo se emplean también como bombas de carga de otras bombas más grandes y de otro tipo.

Se emplean dos tipos básicos de bombas de engranajes:

a.- Bombas de engranajes externos.

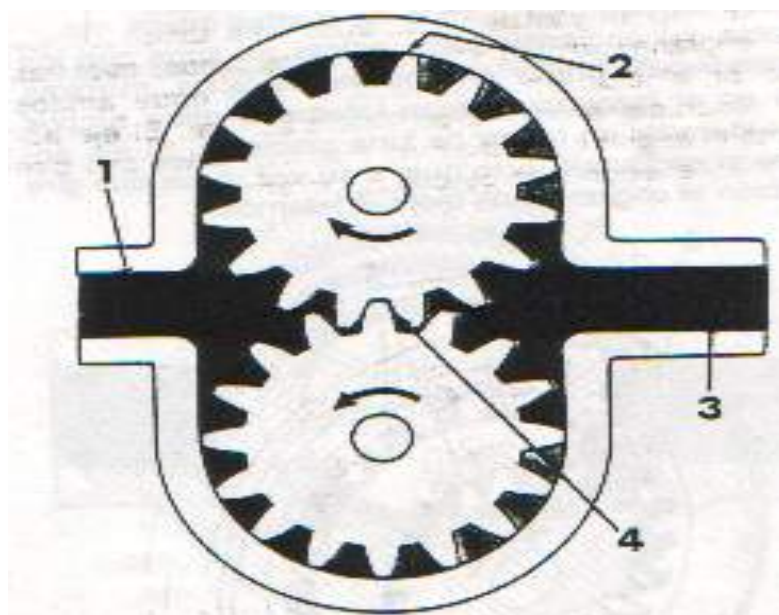
Las bombas de engranajes externos suelen constar de dos engranajes herméticamente acoplados dentro de una caja Figura 2-5. El eje de accionamiento hace girar uno de los engranajes que, a su vez, obliga a girar al otro. La hermeticidad del conjunto se consigue por medio de casquillos, superficies mecanizadas con alta precisión y placas de fricción.



- | | |
|------------------------|---------------------------------|
| 1- Cuerpo de la bomba. | 3- Placa de fricción. |
| 2- Engranajes. | 4- Caja de engranaje con bujes. |

Figura 2-5: Bomba de engranajes externos

Su principio de funcionamiento es muy simple Figura 2-6 el aceite atrapado entre los dientes de los engranajes y las paredes de la caja, es llevado hacia la boca de salida. Los dientes opuestos que van engranando en el centro de la caja hacen un cierre hermético que impide que el aceite retroceda. El aceite es empujado hacia la boca de salida y obligado a circular por el sistema.



- | | |
|----------------------|----------------------|
| 1- Entrada. | 3- Salida |
| 2- Cierre hermético. | 4- Cierre hermético. |

Figura 2-6: Funcionamiento de la bomba de engranajes externos

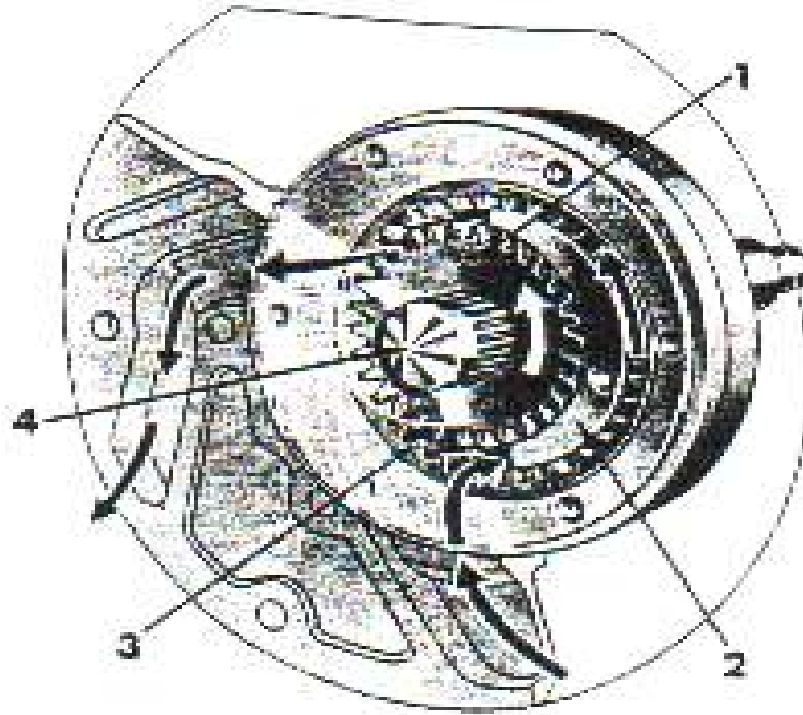
El aceite es empujado hacia fuera por la corriente continua de aceite bloqueado que entra a la cámara de salida con cada rotación de los engranajes.

El aceite entra por detrás de la bomba por acción de la gravedad, procedente del depósito.

En algunas bombas de engranajes las placas de fricción se presionan para hacer más hermética la bomba y aumenta así su rendimiento. Una pequeña parte del aceite a presión desvía por detrás de la placa de fricción para que la aplique con más fuerza contra los engranajes.

b.- Bombas de engranajes internos.

La bomba de engranajes internos también consta de dos engranajes, pero en ella el engranaje recto gira dentro de otro más grande de dientes internos. Los dientes del engranaje recto entran en toma con los del engranaje mayor en uno de los lados, mientras que en el lado opuesto se interpone entre ambos un separador en forma de luna creciente. El eje acciona el engranaje recto que, a su vez, hace que gire también el engranaje de dientes internos. Ver Figura 2-7



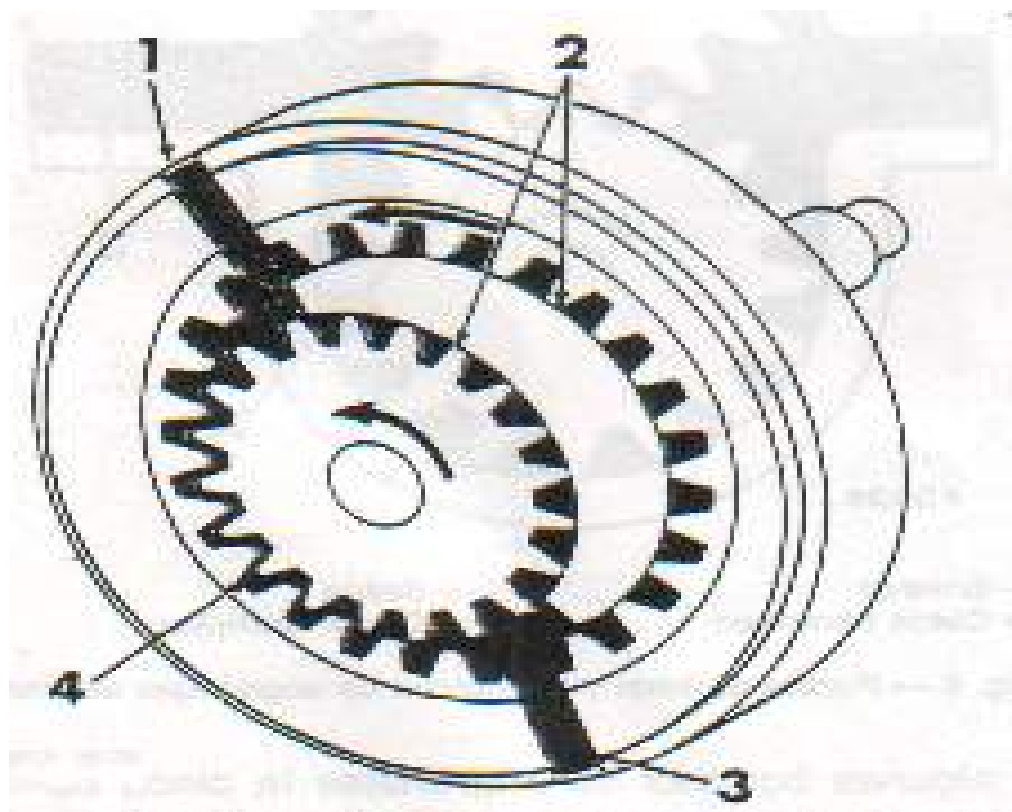
- | | | | |
|----|------------------|----|-----------------------|
| 1- | Engranaje recto. | 3- | Engranaje interno. |
| 2- | Separador. | 4- | Eje de accionamiento. |

Figura 2-7: Bomba de engranajes internos

El principio de funcionamiento es el mismo que el de la bomba de engranajes externos, con la diferencia de que en esta ambos engranajes giran en la misma dirección (Figura 2-8).

El aceite es atrapado entre los dientes y el separador y empujado hacia la boca de salida. Al engranar de nuevo los dientes forman un cierre hermético que impide que el aceite retroceda hacia la boca de entrada. El flujo de aceite es continuo.

La bomba es alimentada por la acción de la gravedad, que llena de aceite el vacío parcial que se va haciendo a medida que los dientes empujan el aceite hacia delante.



- | | |
|----------------------|----------------------|
| 1- Boca de salida. | 3- Boca de entrada. |
| 2- Cierre hermético. | 4- Cierre hermético. |

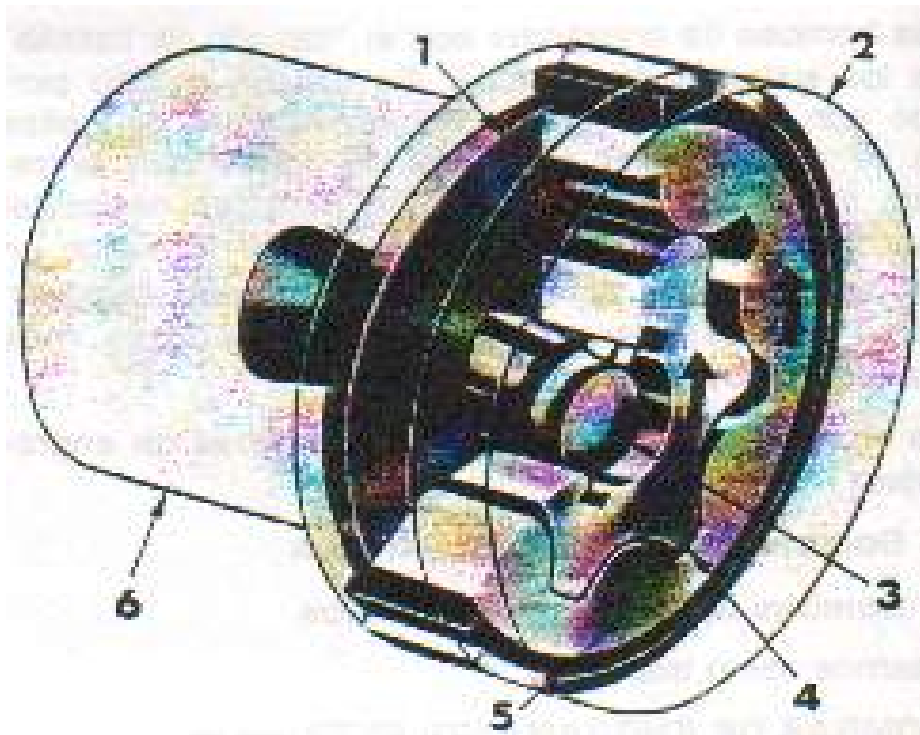
Figura 2-8: Funcionamiento de la bomba de engranajes internos

b.1.- Versión a base de rotor de la bomba de engranajes internos.

La bomba de rotor Figura 2-9 es una variante de la bomba de engranajes internos. El rotor y el estator giran dentro de la caja. El rotor tiene lóbulos redondeados en lugar de dientes y no es necesario el separador de forma semilunar.

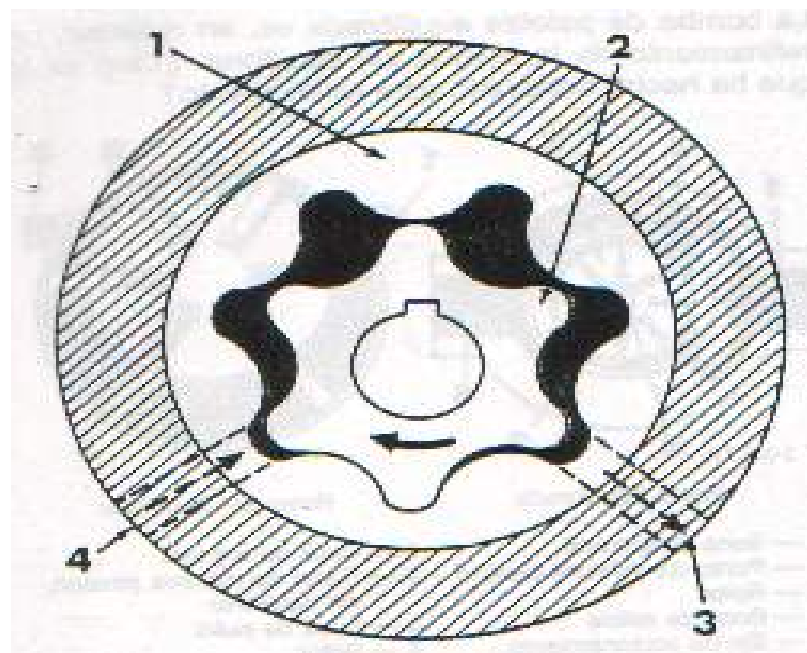
Durante la operación Figura 2-10, el rotor gira dentro del estator. El rotor tiene un lóbulo menos que el estator, de modo que solamente un lóbulo está totalmente engranado con el estator en cualquier momento dado. Esto permite a los otros lóbulos deslizarse sobre los lóbulos externos, formando un sello para impedir el retorno del aceite.

A medida que los lóbulos se deslizan hacia arriba y encima de los lóbulos en el estator, se aspira aceite al interior. A medida que los lóbulos caen en las cavidades de estator, el aceite es expulsado.



- | | |
|--|-------------|
| 1- Placa de separación. | 4- Rotor. |
| 2- Placa de extremo. | 5- Estator. |
| 3- Eslabón de accionamiento del rotor. | 6- cuerpo. |

Figura 2-9: Bomba de rotor basada en la de engranajes internos



- | | |
|-------------|----------------------|
| 1- Estator. | 3- Boca de salida. |
| 2- Rotor. | 4.- Boca de entrada. |

Figura 2-10: Funcionamiento de una bomba de rotor

2.3.2. Bombas de paletas

Las bombas de paletas tienen muchas aplicaciones y pueden ser simples, dobles y hasta triples.

Todas las bombas de paletas mueven el aceite por medio de un rotor con ranuras en las que van alojadas las paletas.

Las bombas de paletas más empleadas son de dos tipos:

Bombas de paletas equilibradas.

Bombas de paletas sin equilibrar.

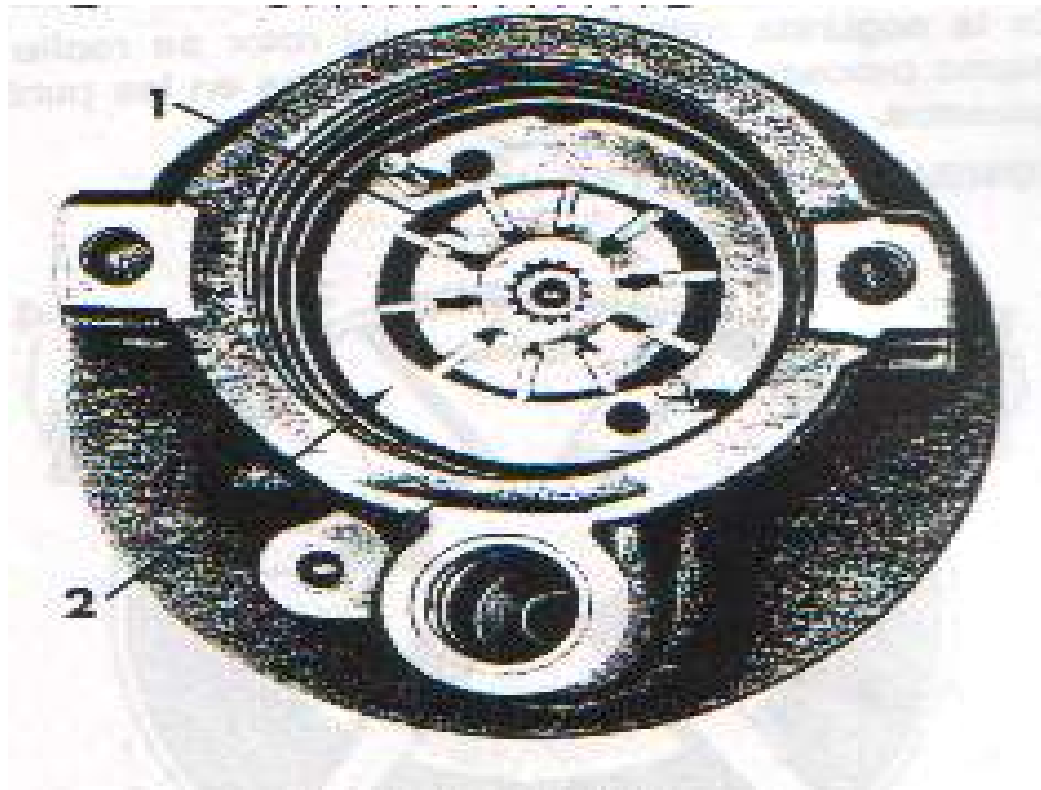
Las bombas de paletas equilibradas son de caudal fijo únicamente, mientras que las bombas de paletas no equilibradas pueden ser de caudal fijo o variable.

a.- Bombas de paletas equilibradas.

La bomba de paletas equilibradas Figura 2-11, consta de un rotor, accionado por un eje, que gira dentro de una cavidad de forma ovalada.

Las paletas van alojadas en las ranuras del rotor, pudiéndose desplazar en sentido radial, hacia dentro y hacia fuera.

La bomba esta equilibrada como puede verse por la posición de las bocas por donde entra y sale el aceite, ilustradas en la Figura 2-12. La bomba lleva dos bocas de entrada en dos puntos diametralmente opuestos, y dos bocas de salida, en dos puntos diametralmente opuestos también. Las dos bocas de entrada y las dos bocas de salida comunican por limitadas canalizaciones con las bocas principales de entra y salida.



1- Rotor con paletas.

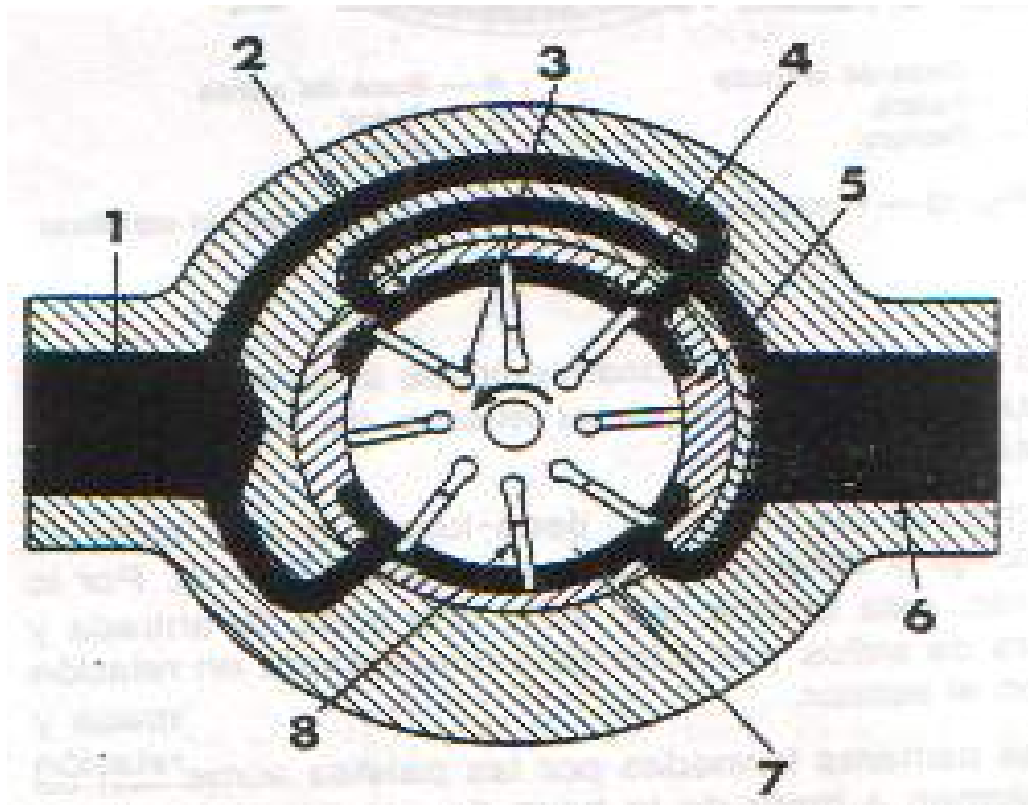
2- Estator de cavidad ovalada.

Figura 2-11: Bomba de paletas equilibradas

El principio de funcionamiento de este tipo de bomba lo ilustra la Figura 2-12. Al girar el rotor, la fuerza centrífuga hace salir las paletas, aplicándolas contra la superficie interna del estator. Entre el rotor y el estator se forman dos cavidades de forma semilunar, subdivididas en cavidades más pequeñas por las paletas. Estas cavidades limitadas por las paletas aumentan y disminuyen de volumen dos veces por cada giro completo del rotor. Las bocas de entrada están situadas en los puntos en que empiezan a aumentar de volumen estas cavidades limitadas por las paletas, y las bocas de salida están donde empiezan a reducirse.

Al aumentar de volumen las cámaras, aspiran aceite que las paletas van empujando, obligándolo a salir de la bomba al reducirse el volumen de la cavidad que limitan.

En la segunda mitad del giro del rotor se repite el mismo proceso por las bocas situadas en los puntos opuestos.



- | | | |
|---|----------------------------|------------------------------|
| 1 | Boca principal de entrada. | 5- Estator. |
| 2 | Boca de salida. | 6- Boca principal de salida. |
| 3 | Ranura. | 7- Rotor. |
| 4 | Boca de entrada. | 8- Paleta. |

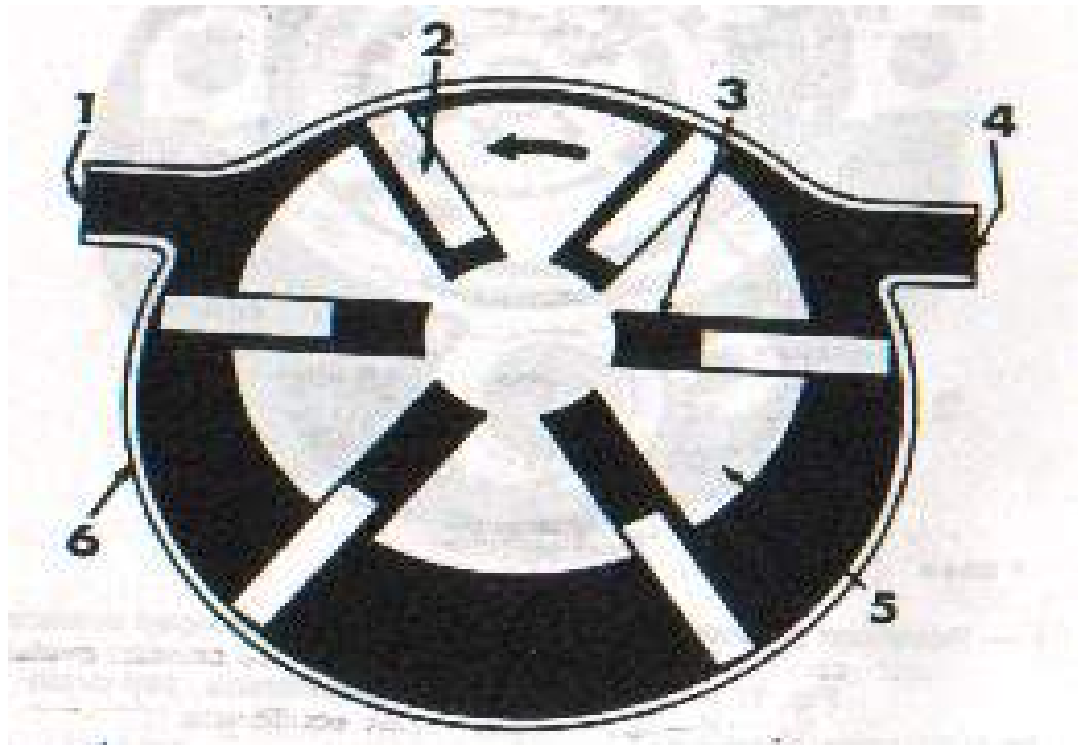
Figura 2-12: Funcionamiento de la bomba de paletas equilibradas

b. Bombas de paletas sin equilibrar.

El funcionamiento de las bombas de paletas sin equilibrar es el mismo de la bomba de paletas equilibradas.

En esta, sin embargo, tiene lugar un solo ciclo de trabajo a cada revolución del motor Figura 2-13. Por lo tanto, esta bomba solo tiene una boca de entrada y otra de salida y el rotor está descentrado en relación con el estator.

Las cámaras formadas por las paletas aumentan de volumen a partir de la boca de entrada de aceite y se vuelven a contraen al aproximarse a la boca de salida.



- | | |
|---------------------|--------------------|
| 1- Boca de entrada. | 4- Boca de salida. |
| 2- Paleta. | 5- Rotor. |
| 3- Ranura. | 6- Estator. |

Figura 2-13: Funcionamiento de la bomba de paletas sin equilibrar

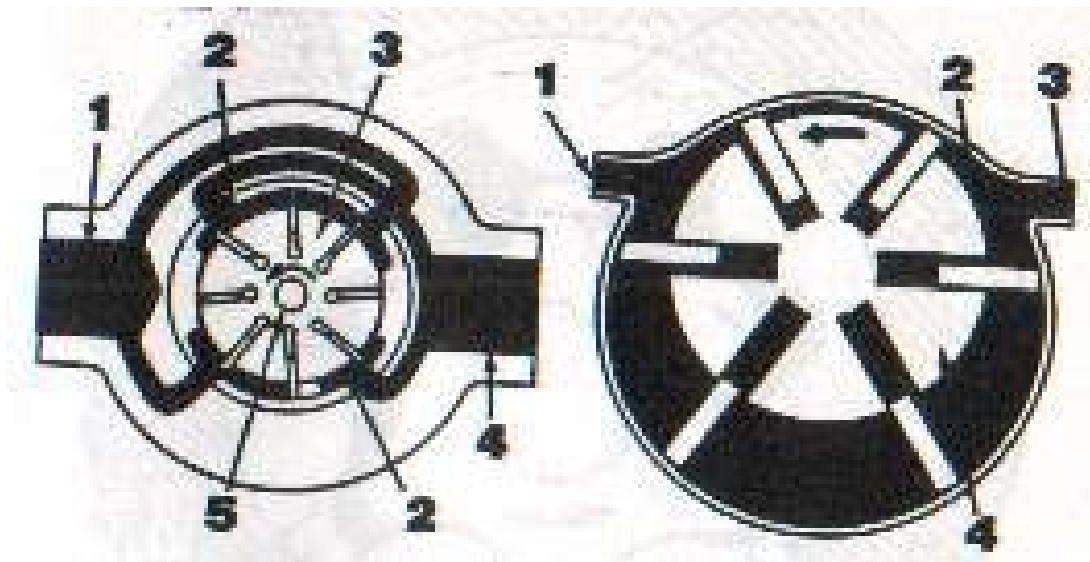
El aceite es aspirado al aumentar el volumen de las cámaras y exprimido al contraerse éstas, lo mismo que en la bomba de paletas equilibradas.

Sin embargo, entre uno y otro tipo de bomba hay diferencias fundamentales que vamos a explicar ahora.

c.- Diferencias entre las bombas de paletas equilibradas y sin equilibrar.

La bomba de paletas equilibradas es, en realidad, un refinamiento de la bomba sin equilibrar. ¿que es lo que ha hecho necesario este refinamiento?.

En la Figura 2-14 tenemos la respuesta a esta pregunta. Las bombas de paletas sin equilibrar desgastaban en muy pocas horas de servicio los cojinetes de su eje. Se pudo comprobar entonces que ello era debido a que el eje era empujado hacia un lado nada más por el aceite comprimido hacia la boca de salida. Esta presión no se equilibraba con otra presión igual y opuesta, porque del lado de la boca de entrada el aceite no tenía presión alguna.



Rotor equilibrado

- 1.- Boca de entrada
- 2.- Punto de máxima presión
- 3.- Rotor
- 4.- Boca de salida
- 5.- Eje de accionamiento

Rotor sin equilibrar

- 1.- Boca de entrada
- 2.- Punto de máxima presión
- 3.- Boca de salida
- 4.- Rotor

Figura 2-14: Presión ejercida sobre el rotor y el eje en la bomba equilibrada y sin equilibrar

La bomba de paletas equilibrada vino a resolver este problema. La presión se equilibra en ella haciendo que el aceite salga por dos puntos diametralmente opuesto en relación con el eje del rotor. Los cojinetes del eje no sufren así desgaste prematuro y se alarga la vida útil de la bomba.

Con la bomba de paletas equilibrada se resolvió así el problema, pero se creó otro: la bomba entrega un caudal fijo. La posición de las bocas no se puede cambiar, porque la bomba se desequilibra.

La bomba de paletas sin equilibrar, en cambio, admite que se varíe el caudal que entrega. Se puede diseñar de forma que pueda variarse la posición de su estator y sus bocas de entrada y salida con relación al descentrado del rotor. De esta forma se varía el volumen de las cámaras que forman las paletas y, por lo tanto, el caudal de aceite movido por la bomba. Tenemos, pues, una bomba de caudal variable.

Estos dos tipos de bombas de paletas permiten elegir entre.

- 1.- Mayor número de horas de servicio.
- 2.- Mayor flexibilidad de trabajo.

La elección dependerá siempre del trabajo que tenga que realizar la bomba en un determinado sistema hidráulico.

2.3.3. Bombas de pistones.

Las bombas de pistones se prefieren hoy para equipar los equipos hidráulicos modernos que trabajan a altas velocidades y a altas presiones.

Estas bombas tienen el inconveniente de ser más complicadas y más caras que las otras.

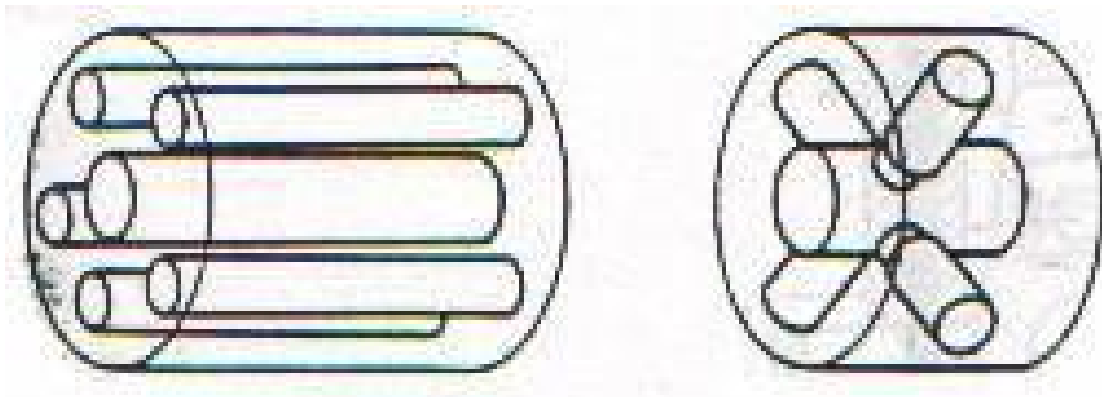
Las bombas de pistones pueden ser de caudal fijo o de caudal variable.

Casi todas ellas se pueden incluir en uno de los dos grupos siguientes:

Bombas de pistones axiales.

Bombas de pistones radiales.

Los pistones axiales son los que van montados con su eje longitudinal paralelo al eje longitudinal de la bomba. Véase la Figura 2-15.



1.- Pistones axiales

2.- Pistones radiales

Figura 2-15: Disposición de los pistones axiales y radiales

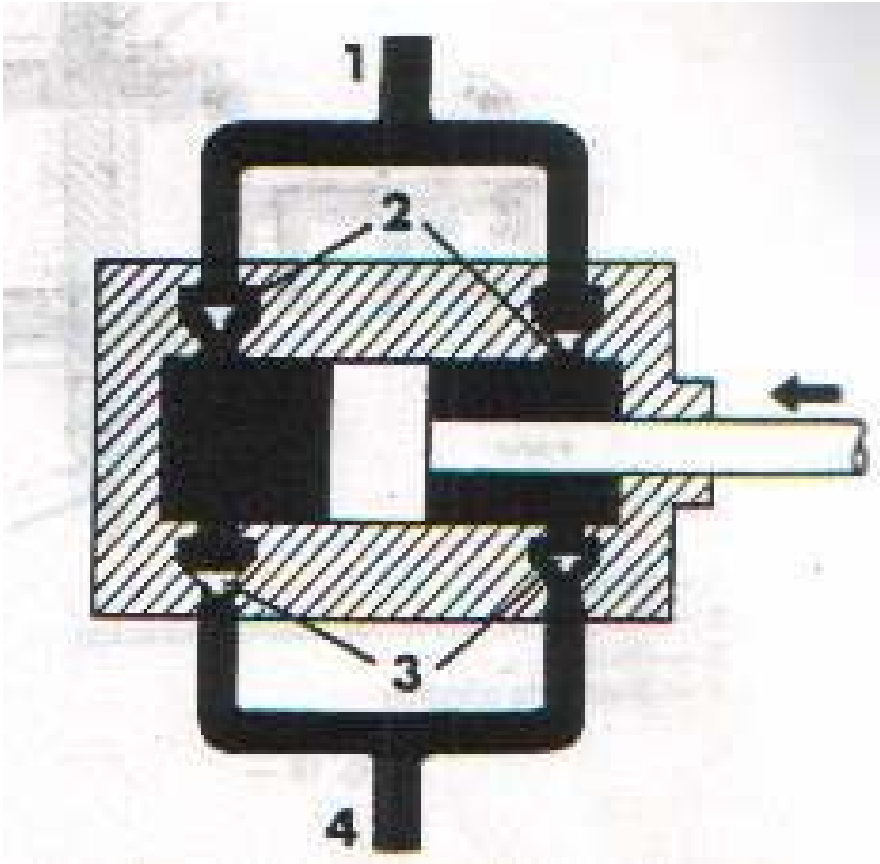
Los pistones radiales son los que se montan con su eje longitudinal en sentido perpendicular al eje longitudinal de la bomba, es decir, como los radios de una rueda.

Ambos tipos de bombas mueven al aceite por el movimiento de vaivén de los pistones dentro de su respectivo cilindro.

La Figura 2-16 muestra una autentica bomba de pistón de doble efecto. Esta es la más eficaz de todas las bombas hidráulicas, pero no se emplea en los sistemas hidráulicos montados sobre vehículos, porque son demasiado voluminosas.

Las bombas de pistones radiales y axiales son todas de doble efecto, pero el vaivén de los pistones se mueve por medio de un movimiento giratorio. De esta manera se logra combinar la eficacia del pistón de doble efecto con la capacidad de la bomba.

De esta manera se obtiene así una bomba eficaz y apta para ser ocupada en el sistema hidráulico de un vehículo.



- | | |
|--------------------------|--------------------------|
| 1.- Boca de salida | 3.- Válvula de retención |
| 2.- Válvula de retención | 4.- Boca de entrada |

Figura 2-16: Bomba de pistones de doble efecto

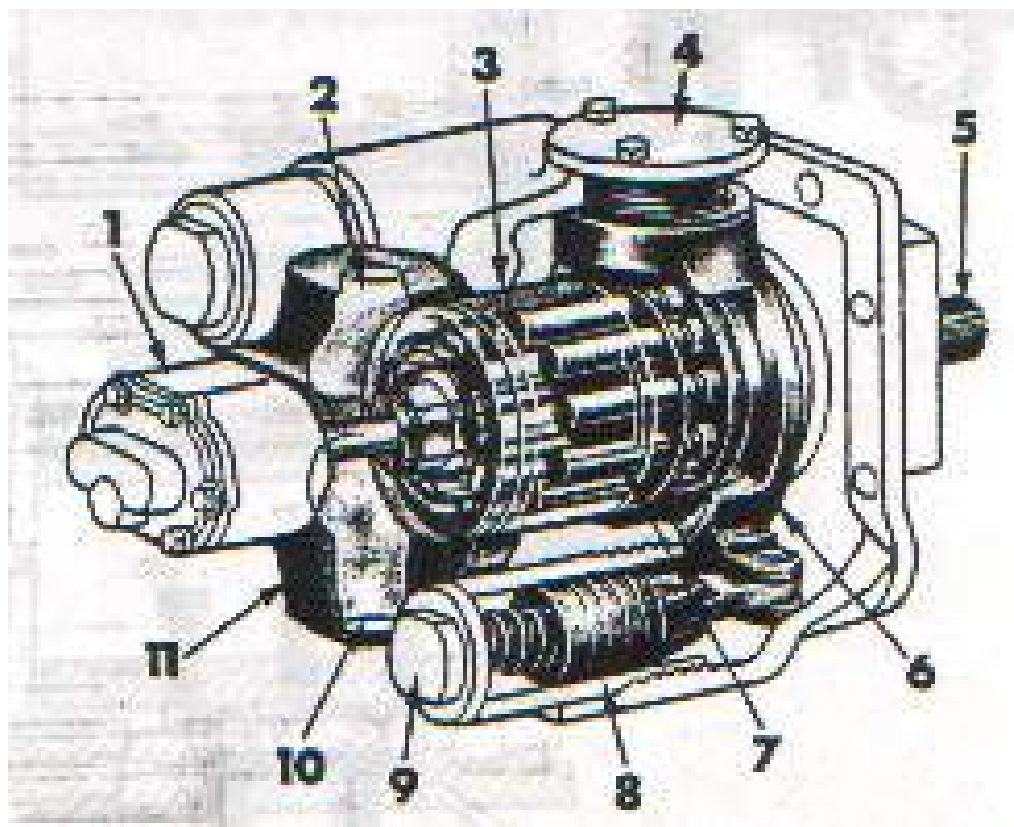
a.- Bomba de pistones axiales.

Las bombas de pistones axiales se dividen en dos grandes grupos: de eje y pistones en línea y de eje angulado.

a.1. Bomba de pistones axiales en línea.

En esta bomba el bloque de cilindros va montado sobre el eje de accionamiento, con el que gira solidario Figura 2-17.

Los pistones se mueven dentro de los correspondientes taladros del bloque de cilindros, paralelos al eje longitudinal del mismo. Las cabezas de los pistones se apoyan sobre una placa inclinada que se llama placa oscilante.



- | | |
|---------------------------|---------------------|
| 1.- Bomba de carga. | 7.- Pistón. |
| 2.- Boca A. | 8.- Servo-pistón. |
| 3.- Bloque de cilindro. | 9.- Servo-cilindro. |
| 4.- Pivote. | 10.- Boca B. |
| 5.- Eje de accionamiento. | 11.- Tapa. |
| 6.- placa oscilante. | |

Figura 2-17: Bomba de pistones axiales en línea, de caudal variable

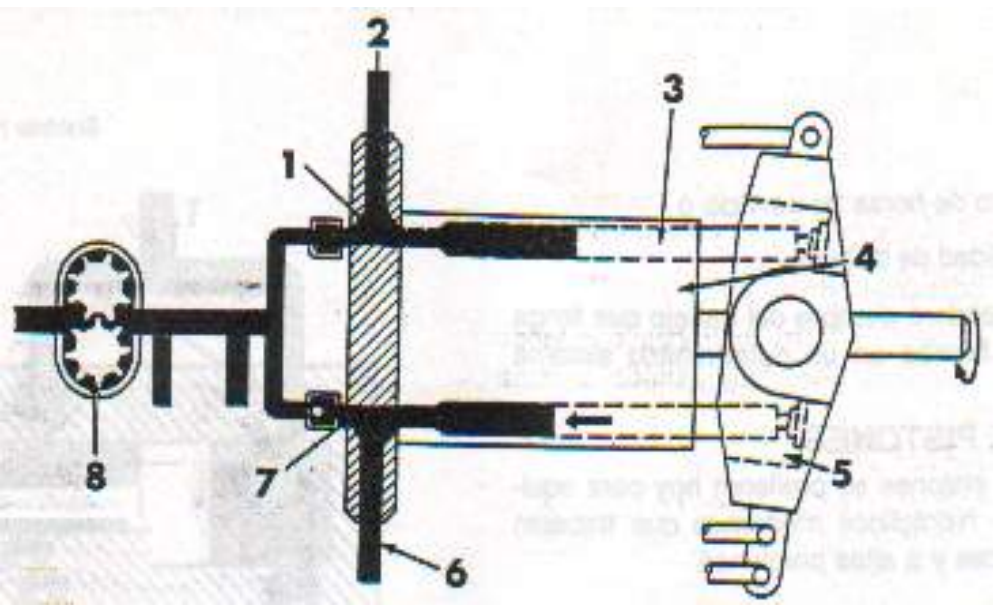
La placa oscilante no gira, pero se puede inclinar más o menos. Está montada sobre un pivote y su inclinación se manda por medio de un servo-mecanismo automático.

Como quiere que esta placa oscilante regule el caudal de la bomba, ésta es de caudal variable.

Describimos primero el funcionamiento de la bomba y después el del servo-mecanismo que regula el caudal.

En la Figura 2-18, la placa oscilante se ha inclinado hacia la derecha por el extremo superior.

De la mayor o menor inclinación de la placa oscilante depende la mayor o menor carrera de los pistones. A mayor inclinación, mayor carrera y mayor caudal de aceite movido por la bomba.



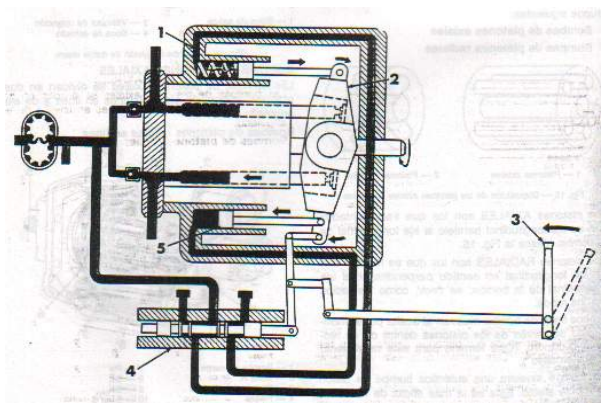
- 1.- Boca A.
- 2.- Retorno de aceite del sistema hidráulico.
- 3.- Pistón.
- 4.- Bloque de cilindros.
- 5.- Placa oscilante (inclinada).
- 6.- Salida de aceite al sistema Hidráulico.
- 7.- Boca B
- 8.- Bomba de carga.

Figura 2-18: Funcionamiento de la bomba de pistones axiales en línea

Con la placa oscilante inclinada en la forma que ilustra la figura 2-18, el aceite entra por la boca “A”. A medida que gira el bloque de cilindros, los taladros van quedando alineados con esta boca, llenándose con el aceite que manda la bomba de carga. Este aceite empuja los pistones contra la placa oscilante. Los pistones comprimen el aceite que ha llenado su cilindro, al girar sobre la placa oscilante, pasando del extremo superior más alejado, al extremo inferior más próximo al bloque de cilindros. El aceite comprimido sale entonces por la boca “B”. Si el ángulo de la placa oscilante fuera fijo, también sería fijo el caudal de aceite movido por la bomba. Pero como en esta bomba se ha dispuesto la placa oscilante de forma que pueda variarse su inclinación, se consigue variar así también el caudal de aceite entregado por la bomba. El servo-mecanismo que varía la inclinación de la placa oscilante se ha representado en la Figura 2-19 y funciona de la siguiente manera:

Para inclinar la placa oscilante se actúa la palanca de mando, que desplaza el émbolo de la válvula reguladora de caudal hacia la izquierda. El aceite de la bomba de carga pasa entonces al servo-cilindro superior que inclina la placa oscilante hacia la derecha. El extremo inferior de la placa oscilante empuja el pistón del servo-cilindro inferior, vaciándolo a través de la válvula regulación de vuelta a la bomba.

Cuando la placa oscilante alcanza la inclinación que se ha querido dar con la palanca de mando, la válvula reguladora de caudal retorna a su punto muerto y bloquea el aceite en los servo-cilindros. Esto mantiene la placa oscilante hasta que se mueve nuevamente la palanca.



- 1.- Servo-cilindro superior.
- 2.- Placa oscilante (inclinándose).
- 3.- Placa de mando.
- 4.- Válvula de regulación del caudal.
- 5.- Servo-cilindro inferior.

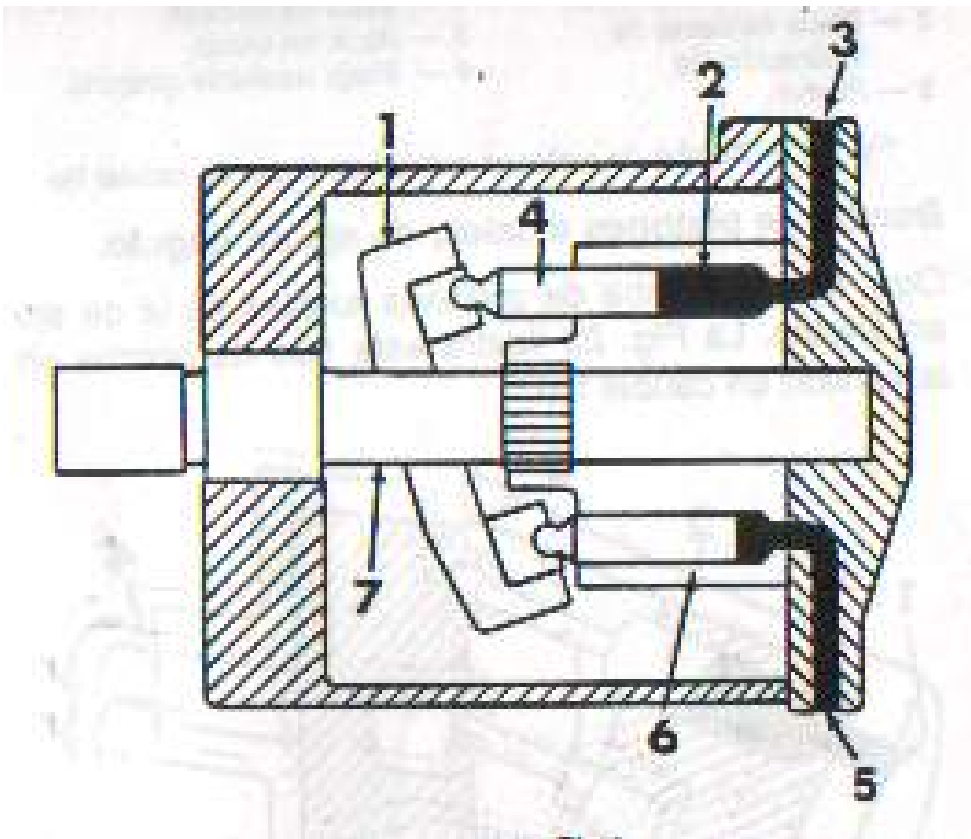
Figura 2-19: Servo-mando en funcionamiento para inclinar la placa oscilante

La bomba de pistones sigue entregando aceite por la boca inferior y cargándose por la boca superior.

Inclinando la placa oscilante a la inversa, el aceite entraría por la boca inferior y saldría por la boca superior. De esta forma, el servo-mecanismo que regula el caudal también puede hacer que el aceite a presión circule por uno de dos circuitos.

Hay otros dos modelos de bombas de pistones en línea, ambos son de caudal fijo.

El primero de los tipos es el que ilustra la Figura 2-20 y su principio de funcionamiento es el que acabamos de describir. Solo se diferencia en que no lleva servo-mecanismo de regulación. La inclinación de la placa oscilante es fija en el ángulo mostrado.



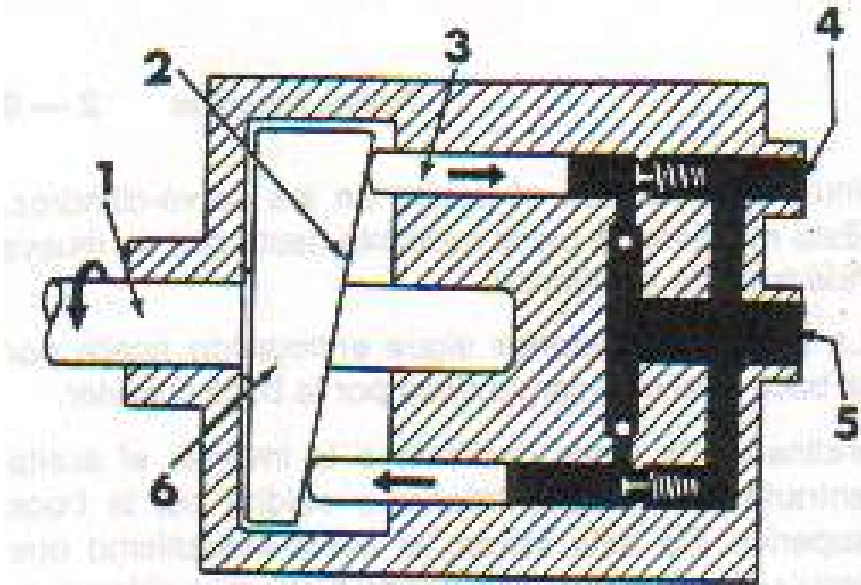
- 1.- Placa oscilante de inclinación fija.
- 2.- Cilindro.
- 3.- Boca de entrada.
- 4.- Pistón.
- 5.- Boca de salida.
- 6.- Bloque de cilindros giratorios.
- 7.- Eje de accionamiento.

Figura 2-20: Bomba de pistones axiales en línea, de caudal fijo

El segundo de los tipos es muy diferente, como puede verse en la Figura 2-21 el bloque de cilindros es fijo y la que gira es la placa oscilante. Es esta la que al girar imprime a los pistones el movimiento de vaivén.

Las válvulas se usan para separar el aceite d entrada del de salida, lo dirige a cada perforación del pistón, tal como se muestra. La válvula de retención se asienta para impedir la salida del aceite por la canalización de salida hasta ser empujado hacia fuera por el pistón.

Cada pistón actúa como una bomba separada abriendo y cerrando su válvula para completar el ciclo de aceite en cada revolución.



- | | |
|--|--------------------------------|
| 1.- Eje de accionamiento. | 4.- Boca e entrada. |
| 2.- Placa oscilante de inclinación fija. | 5.- Boca de salida. |
| 3.- Pistón. | 6.- Placa oscilante giratoria. |

Figura 2-21: Bomba de pistones axiales en línea, caudal fijo

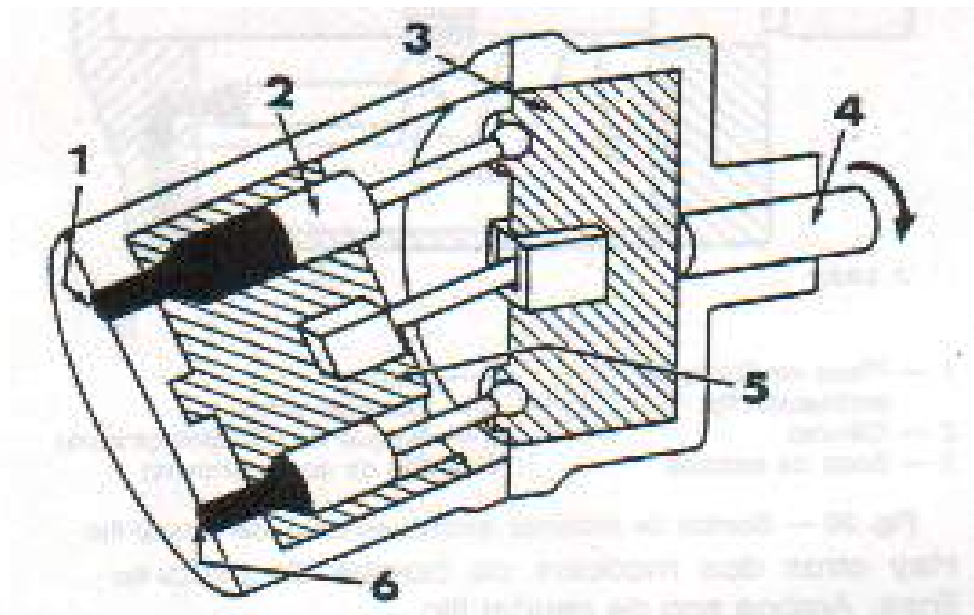
a.1.- Bomba de pistones axiales, de eje en ángulo.

Otro tipo de bomba de pistones axiales es la de eje en ángulo. La Figura 2-22 ilustra este tipo de bomba en la versión de caudal fijo.

La caja de esta bomba forma un ángulo con la cabeza en que alojan las piezas de accionamiento de la misma. El eje de accionamiento va acoplado a una placa que manda el vaivén de los pistones por medio de una biela.

En esta bomba giran solidarios la placa de accionamiento y el bloque de cilindros, encerrados dentro de la misma caja.

El vaivén de los pistones se consigue por el ángulo que forman el eje de accionamiento de la placa con el eje longitudinal del bloque de cilindros, bombeando aceite tal como se muestra.



- 1.- Boca de entrada. 2.- Pistón. 3.- Placa giratoria de accionamiento.
4.- Eje de accionamiento. 5.- Bloque de cilindros giratorio. 6.- Boca de salida.

Figura 2-22: Bomba de pistones axiales de eje en ángulo de caudal fijo

b.- Bombas de pistones radiales.

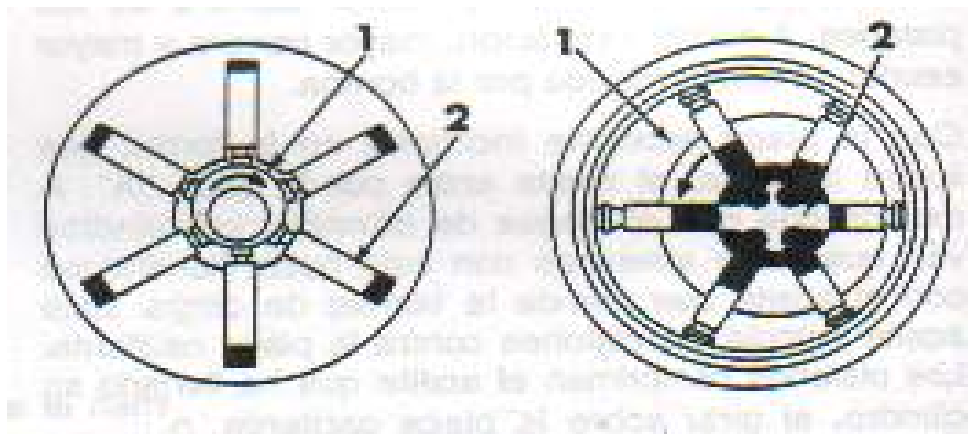
Las bombas de pistones radiales son las más ingeniosas de todas. Permiten obtener altas presiones, grandes caudales, grandes velocidades y variar el caudal.

Su principio de funcionamiento es muy simple, lo que no impide que la bomba se pueda adaptar a muchos tipos de sistemas hidráulicos y servicios.

Este tipo de bombas se mecanizan con alta presión, por lo que el desgaste causado por el empleo de aceites poco limpios las varía irremisiblemente. Por otra parte, el propio aceite tiene que ser de unas características especiales que garanticen la lubricación de las piezas en movimiento, ajustadas con gran precisión.

Las bombas de pistones radiales pueden ser de dos tipos Figura 2-23.

En el tipo de “leva giratoria”, los pistones se alojan en unos taladros practicados en el cuerpo de la bomba, que está fijo. El movimiento de vaivén de los pistones lo produce la leva al girar el eje.



Leva giratoria

Pistones giratorios

1.- Leva.

1.- Cilindro giratorio.

2.- Pistones

2.- Eje fijo.

Figura 2-23: Dos tipos de bombas radiales

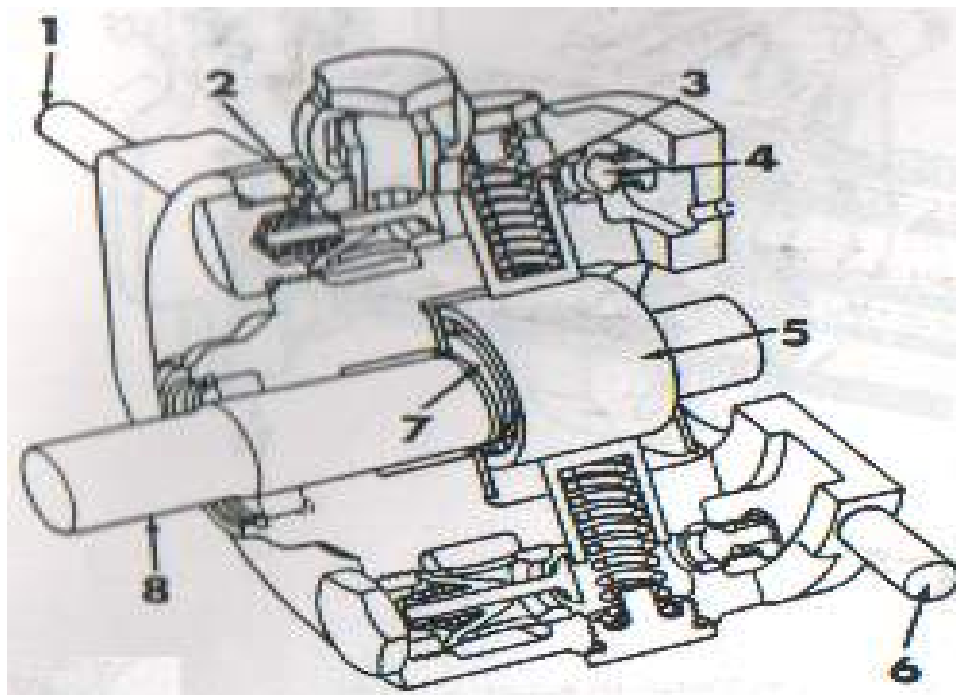
En el tipo de “pistones en rotación” estos se alojan en un cilindro giratorio. Al girar el cilindro de los pistones salen por la fuerza centrífuga, y por estar descentrado el cilindro dentro de la caja, al girar aquel se produce el movimiento de vaivén de los pistones.

Veamos con más detalle el funcionamiento de cada uno de estos dos tipos de bomba.

Bombas de pistones radiales (de leva giratoria)

La clásica bomba de pistones radiales ilustrada en la Figura 2-24 es de leva giratoria y suele construirse de cuatro o de ocho pistones.

Los pistones van alojados en unos taladros radiales practicados en una caja fija. El eje de accionamiento lleva una leva que produce el vaivén de los pistones al girar, haciéndolos bombear aceite.



- | | |
|--------------------------|----------------------|
| 1.- Boca de entrada. | 5.- Pista. |
| 2.- Válvula de admisión. | 6.- Boca de salida. |
| 3.- Pistón. | 7.- Leva. |
| 4.- Válvula de salida. | 8.- Eje de la bomba. |

Figura 2-24: Bomba de pistones radiales de leva giratoria

La entrada y salida de aceite se realiza por unas canalizaciones circulares que hay en cada lado de la bomba. Cada cilindro lleva sendos taladros a uno y otro lado, que comunican con dichas canalizaciones circulares. Cada orificio del cilindro lleva una válvula con objeto de que el aceite pueda salir y entrar por las canalizaciones.

La leva levanta los pistones sucesivamente, obligando a salir el aceite. Un muelle hace que el pistón baje de nuevo llenando el cilindro de aceite.

Tal y como la acabamos de describir, esta bomba sería de caudal fijo y no de habríamos ganado nada con ella, porque para eso se cuenta con bombas más sencillas, como son las de engranaje o la de paletas.

En efecto, la bomba de pistones radiales se emplea únicamente cuando se necesita una bomba de caudal variable.

Para variar el caudal de aceite que entrega la bomba se agrega a ésta un mecanismo que regula la carrera de los pistones.

Para comprender el funcionamiento de este mecanismo que hace variar la carrera de los pistones, veamos primero como funciona la bomba sin este mecanismo, o sea, sin variar el caudal de aceite que entrega.

Carrera de admisión de los pistones.

Al empujar el muelle al pistón hacia el centro de la bomba, se hace un vacío parcial en su cilindro. Este vacío, unido a la presión del aceite, abre la válvula de admisión, y el cilindro se llena de aceite. Cuando el cilindro se ha llenado el muelle de la válvula de admisión, la cierra de nuevo.

Normalmente se utiliza una pequeña bomba de carga para que el aceite a baja presión llene mejor los cilindros radiales.

Carrera de compresión de los pistones.

Al ser levantado por la leva, el pistón obliga al aceite a salir de su cilindro, abriendo la válvula de salida que comunica con la canalización de salida. Al llegar al punto muerto superior de su carrera, el pistón deja de empujar al aceite y la válvula de salida se vuelve a cerrar por la fuerza de su muelle.

A partir de ese punto comienza otra vez la carrera de admisión, indicándose un nuevo ciclo.

Cada uno de estos ciclos se sucede con rapidez al girar la leva, dando lugar así a un flujo continuo de aceite.

El caudal de aceite entregado por la bomba dependería en este caso, exclusivamente, de la velocidad de giro de su eje, si se tratara de una bomba de caudal fijo.

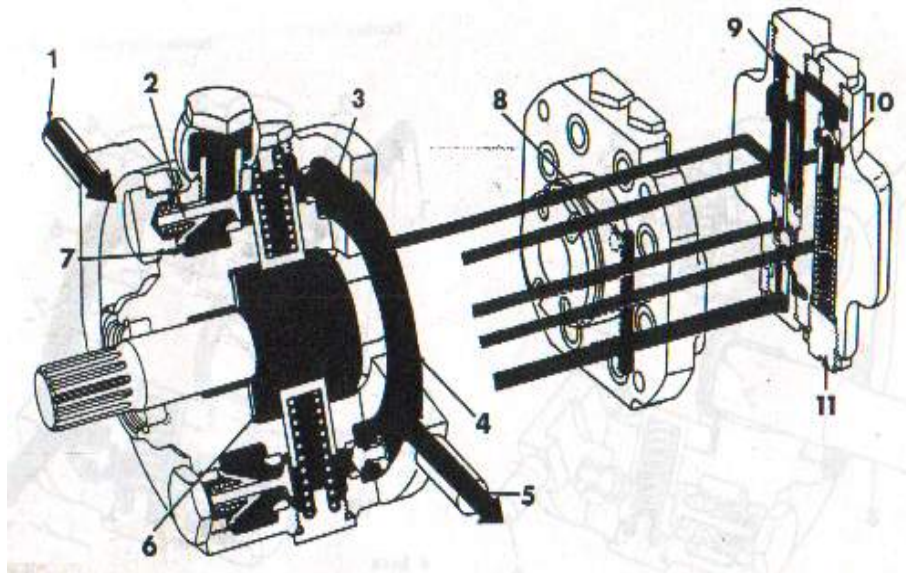
Regulación automática de la carrera.

¿En que forma hace el caudal de la bomba el mecanismo de regulación de la carrera de la bomba?.

Una forma de variar el caudal de aceite entregado por la bomba podría consistir en variar las revoluciones de su eje, pero para ello se necesitaría un dispositivo manual mecánico con el inconveniente de ser susceptible a los errores cometidos por el operador y el de responder con demora a la demanda de aceite.

Otra manera de regular el caudal entregado por esta bomba consiste en mantener los pistones separados de la leva giratoria. Esto precisamente lo que hace el mecanismo de regulación automática de la carrera de los pistones, que es hidráulico.

La válvula reguladora de la carrera de los pistones deja pasar aceite al centro de la bomba Figura 2-25, este aceite tiene presión suficiente para separar los pistones de la leva. La válvula de escape del cárter está cerrada y bloquea el aceite dentro de aquel.



- 1.- Boca de entrada.
- 2.- Válvula de admisión.
- 3.- Válvula de salida.
- 4.- Canalización circular de salida.
- 5.- Boca de salida.
- 6.- Cáster.
- 7.- Canalización de entrada.
- 8.- Orificio de purga.
- 9.- Válvula de escape del cáster.
- 10.- Válvula reguladora de la carrera de los pistones.
- 11.- Tornillo de ajuste de la carrera.

Figura 2-25: Bomba de pistones radiales con mecanismo de regulación automática de la carrera de los pistones

En esta situación, la bomba no mueve el aceite y está en reposo, aunque girando su eje.

Cuando se necesita aceite en algún circuito hidráulico por haberse abierto la correspondiente válvula de mando, la presión cae por fuera de la válvula de escape del cárter, y el muelle de ésta la abre. El aceite del cárter pasa entonces por ella a la canalización de entrada a la bomba.

Al caer la presión del aceite del cárter, los pistones vuelven a ponerse en contacto con la leva y empiezan a trabajar. La bomba “entrega de nuevo aceite”.

A medida que la bomba va satisfaciendo la demanda de aceite, la presión de éste se restablece por detrás de la válvula de escape del cárter y ésta se cierra al mismo tiempo que se abre la válvula que regula la carrera de los pistones. La bomba continúa

trabajando hasta que el aumento de la presión del aceite dentro del cárter vuelve a levantar los pistones, separándolos de la leva giratoria. La bomba vuelve a quedar “en reposo”.

En la situación de reposo, la bomba sigue moviendo una pequeña cantidad de aceite. Este aceite sale por un orificio de purga y retorna a la canalización de entrada, siendo su misión la de enfriar y lubricar la bomba.

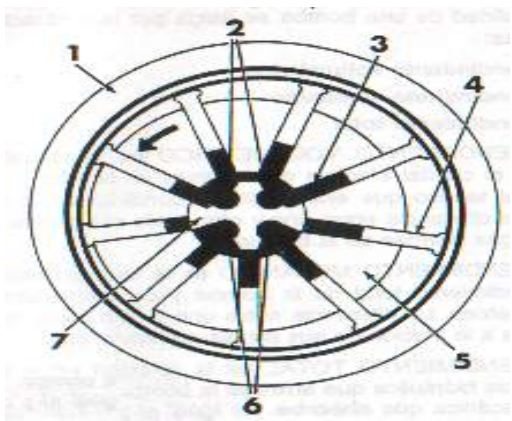
La presión de trabajo del sistema se regula mediante un tornillo de ajuste que lleva la válvula reguladora de la carrera de los pistones. Con este tornillo se ajusta la presión a la que se abre la válvula para que el aceite entre en el cárter de la bomba. Según sea la separación a que se mantengan los pistones de la leva, que dependerá de la presión del aceite en el cárter, así será su carrera de trabajo y, por lo tanto, el caudal de aceite entregado por la bomba.

Bomba de pistones radiales (Tipos de pistones en rotación).

La otra versión de bomba de pistones es la que ilustra la Figura 2-26.

Los pistones radiales son rotatorios y el principio de funcionamiento es muy similar al de la bomba de paletas sin equilibrar. Al girar, el cilindro que lleva los pistones los obliga a entrar y salir dentro de su respectivo taladro. Las bocas de entrada y salida van en el centro del eje fijo, separados por una división.

A medida que el cilindro rota, los pistones son lanzados contra la caja mediante fuerza centrífuga. Se crea un vacío parcial en los taladros de los pistones y el aceite circula en las bocas de entrada para llenar los taladros, tal como se muestra.



- | | |
|-------------------------|-------------------------|
| 1.- Caja. | 5.- Cilindro giratorio. |
| 2.- Boca de salida. | 6.- Boca de entrada. |
| 3.- Taladro del pistón. | 7.- Eje fijo. |
| 4.- Pistón. | |

Figura 2-26: Bomba de pistones radiales (tipo de pistones en rotación)

Al continuar girando el cilindro, los pistones son obligados a entrar en su taladro, empujando el aceite hasta las bocas de salida.

El caudal que entrega la bomba se varía cambiando la posición de la caja con respecto al cilindro que lleva los pistones. De esta forma se varía la carrera de los pistones, y con ella el caudal de aceite.

Con esto hemos terminado de describir los tres tipos de bombas más utilizados en los modernos sistemas hidráulicos.

2.4. RENDIMIENTO DE LA BOMBA HIDRÁULICA

Como es natural, para conocer el sistema hidráulico a fondo, no basta con conocer los tres tipos de bombas hidráulicas más populares que hemos descrito. En efecto, también hay que conocer las aplicaciones que tiene y su rendimiento.

a.- Cualidades de la bomba.

Hay tantas variedades de bombas y sistemas hidráulicos, que no es posible escoger un modelo particular de bomba para un determinado sistema.

Lo que si se puede hacer, en cambio, es describir las buenas y malas cualidades de los tres tipos de bombas, para que el lector pueda juzgar por si mismo la conveniencia de emplear una u otro tipo de bomba en un determinado sistema hidráulico.

b.- Tamaño de la bomba.

Una de las primeras consideraciones a tener en cuenta al escoger una bomba para el sistema de un vehículo, es el tamaño de aquella. En efecto el espacio de que puede disponerse para montar la bomba hidráulica siempre es reducido.

Por fortuna hay muchos modelos de bombas que cumplen esta condición de ser de tamaño reducido. Sólo en el caso de necesitarse una gran potencia se tendrá que reducir a esta condición, haciendo sitio para la bomba a expensas de otro elemento importante.

c.- Caudal, Presión y velocidad.

Otra de las condiciones es el volumen de líquido que debe entregar la bomba.

El caudal que entrega una bomba se suele indicar en litros por minuto. Este régimen recibe varios nombres: caudal, descarga, capacidad o tamaño. Pero no basta indicar también el caudal que entrega la bomba. Hay que indicar también la presión máxima que es capaz de soportar la bomba entregando el caudal especificado. En efecto, al aumentar la presión aumentan también las fugas de aceite dentro de la bomba y se reduce el caudal útil que ésta entrega.

Al indicar el caudal es preciso indicar también la velocidad de giro de la bomba y ello por dos razones.

En primer lugar, en las bombas de caudal constante, éste es directamente proporcional a la velocidad de giro de la bomba.

En segundo lugar, es preciso conocer esta velocidad de giro con objeto de calcular el mecanismo de accionamiento necesario para que la bomba entregue el caudal nominal. Por lo tanto, la bomba hidráulica queda caracterizada por el caudal en litros por minutos, por la presión en kilogramos por centímetros cuadrado y por las revoluciones por minutos a que ha de girar. Por ejemplo “ 43,5 lpm a 13790 kPa y 2100rpm”.

En algunas bombas se indica además el caudal intermitente que son capaces de entregar. En estos casos se trata de la máxima potencia a que pueden trabajar por un periodo de tiempo limitado.

d.- Rendimiento de la bomba.

El rendimiento de la bomba, o sea, la eficacia con que trabaja, también tiene importancia para seleccionar un determinado tipo.

Una determinada bomba podrá entregar el caudal que necesitamos, a la presión necesaria y a unas revoluciones que podemos obtener... pero absorbiendo mucha potencia mecánica. O podrá resultar muy cara por exigir para ello materiales especiales y una construcción muy cuidadosa. Por todas estas razones importa conocer el rendimiento de cualquier bomba hidráulica antes de decidirse por un determinado tipo. Se trata de obtener el caudal de aceite necesario de una manera eficiente y económica.

La calidad de una bomba se juzga por tres características:

Rendimiento volumétrico.

Rendimiento mecánico.

Rendimiento total.

El rendimiento volumétrico es la relación entre el caudal efectivo que entrega la bomba y el caudal teórico que entregaría en condiciones ideales. La diferencia entre uno y otro suele ser debido a las fugas internas de la bomba.

El rendimiento mecánico es la relación entre el rendimiento total de la bomba y su rendimiento volumétrico. La diferencia entre uno y otro suele ser debido a la fricción de sus piezas en movimiento.

El rendimiento total es la relación entre la potencia hidráulica que entrega la bomba y la potencia mecánica que absorbe. Es igual al producto del rendimiento mecánico por el rendimiento volumétrico.

2.4.1. Factores que intuyen en la selección de un determinado tipo de bomba.

Al seleccionar una bomba hidráulica se tiene que tener en cuenta, además de las características generales que se acaban de exponer, otros factores muy variados, como la adaptabilidad a diferentes tipos de sistemas y circuitos, el ambiente en que ha de trabajar la bomba, su costo, etc.

Todos estos factores forman parte de la selección de una bomba para un sistema en particular.

2.5. COMPARACIÓN DE LAS BOMBAS DE ENGRANAJES, DE PALETAS Y DE PISTONES

Ahora que sabemos como juzgar la calidad de una bomba hidráulica, vamos a comparar entre si los tres tipos principales.

a.- tamaño.

Los tres tipos de bombas se construyen de todos los tamaños posibles. Es decir, por lo tanto, no es decisivo en ninguno de los tres tipos.

Las bombas de engranajes suelen ser las de tamaño más reducido, las de pistones, las más grandes y las de paletas de un tamaño intermedio entre aquellos dos tipos. La razón no se debe a la falta de espacio, si no a los requisitos de entrega de los diferentes sistemas.

b.- Caudal, presión y velocidad.

El caudal si que distingue a los tres tipos de bombas. Las de pistones entregan mayor caudal a más presión y trabajan a más revoluciones. Le siguen las bombas de paletas, y a estas, las bombas de engranajes.

Véase el siguiente cuadro comparativo.

	Caudal (L/min)	Presión (kPa)	velocidad (rpm)
Engranajes	0,75 – 570	1725 – 17240	800 – 3500
Paletas	1,9 – 945	1725 – 17240	1200– 4000
Pistones	1,9 – 1700	5170 – 34475	600 – 6000

Como puede verse, hay bombas para todos los caudales, lo que no quiere decir que los sistemas hidráulicos de las maquinas trabajen con un margen de caudales tan amplio.

En los modernos equipos agrícolas e industriales se trabaja con caudales de cinco a doscientos litros por minuto.

Las presiones con que trabajan estos sistemas suelen estar comprendidas entre 690 a 17240 kPa. La velocidad de giro de la bomba suele ser de 800 a 3500 rpm.

El rendimiento de las bombas de engranajes, de paletas y de pistones es de un 75 % a un 95 %.

Las bombas de pistones suelen ser las de rendimiento más alto, y las de engranaje, las de rendimiento más bajo. Ocupando las de paletas una posición intermedia. Nos estamos refiriendo a los tres rendimientos de que hemos hablado antes, sin tener en cuenta la adaptabilidad de la bomba al sistema, el material de que fue fabricada o su costo.

CAPITULO 3: VÁLVULAS CARTUCHO

3. VÁLVULAS CARTUCHO

3.1. DESCRIPCIÓN GENERAL

Descripción clásico hidráulico con componentes separados interconectados por conductos ha definido las aplicaciones en la hidráulica contemporánea. La demanda para los sistemas de consumidores de labor compacta y perdida traen sobre la conexión horizontal y vertical de los componentes separados y la introducción de paneles especiales de control. Aquellos paneles tienen puertos pestaña (o sibete) para conectar los puertos de las válvulas internas los cuales proveen de sus interconexiones.

De manera de improvisar más lejos la relación de capacidad / poder y varios otros factores tales como: conmutación, valor, ruido, eficiencia, etc. Los controles convencionales trazados (control de válvulas, presión, y crecimiento en reguladores, válvulas cerradas afuera) comenzando por la función a través de los componentes incorporados directamente en los puertos de control de paneles mas elementos básicos (válvulas cartucho de doble vía) y producción de válvulas piloto teniendo soluciones en las funciones complejas construidas. Ellas proveen solas, con mucho poder de control, para lo cual, hasta recientemente, no habían válvulas producidas satisfactoriamente, las que eran bastante grandes.

Esta tecnología llegó a ser conocida como control hidráulico o de cartucho. El nombre finalmente colocado por DIN 24242 o ISO 7368 es “válvula cartucho doble vía!” . Las tallas de los componentes construidos separadamente están establecidas a estándar. Anexo 1 de DIN ISO 7368 Draft Propasal también define sus símbolos, diseñados de acuerdo a su construcción. El presente capítulo serán usados aquellos símbolos entendidos con algunos diseños abstractos acordados por las reglas DIN / ISO 1219.

3.2. COMPONENTES EN LA CONSTRUCCIÓN

Todo sistema consiste de los siguientes componentes:

Panel de Control.

Este incluye el almacenamiento de las válvulas de cartucho las cuales tienen conveniente ductos conectores tanto entre las válvulas separadas como las válvulas piloto.

Válvulas para ser integradas.

Válvulas hidráulicamente controladas entre el asiento y la placa.

Cubiertas.

Su función es cerrar los puertos del montaje de las válvulas de cartucho y conectar las válvulas piloto

Válvulas piloto

Aquellas son más pequeñas que las válvulas de control y que convencionalmente producen reguladores de presión su función es controlar las válvulas cartucho.

La figura 3-1 aquí ilustrada muestra una sección transversal típica, la que incluye toda la construcción de los elementos mencionados arriba.

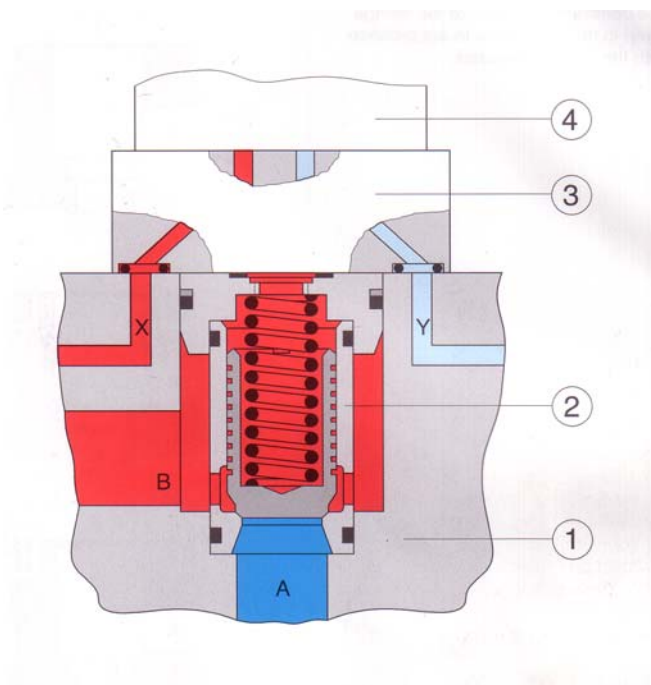


Figura 3-1: Construcción de una válvula de cartucho

3.2.1. Panel de Control

a.- Medidas para la incorporación.

La medidas del puerto donde las válvulas son incorporadas determina la talla de la válvula y son usadas en conjunto por DIN 24342 / ISO 7368. Las medidas de los puertos que atraviesan para unir las cubiertas y la localización y medida de los puertos de control X, Y Z1 y Z2 son también predeterminadas.

Ver figura 3-2

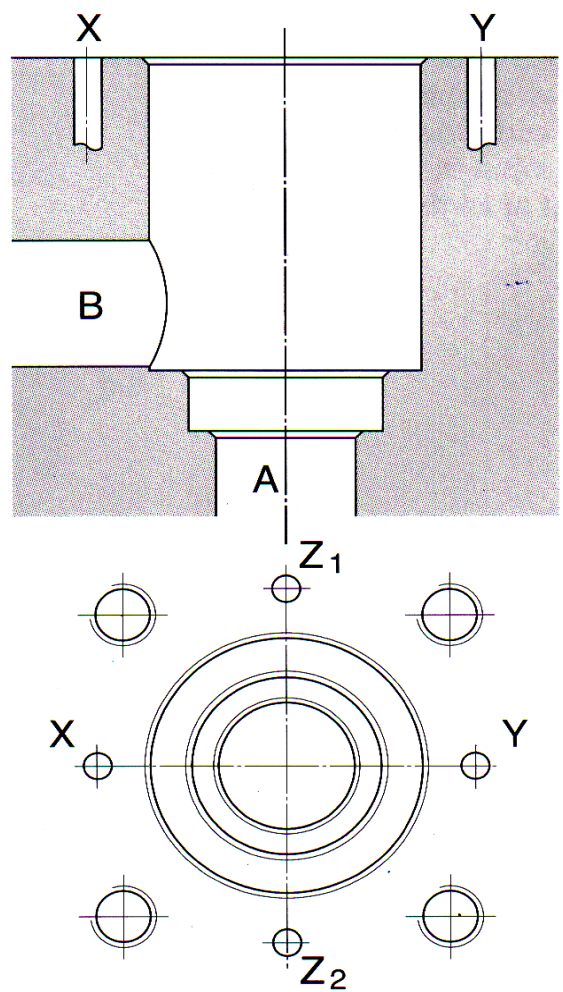


Figura 3-2: Base de las válvulas

3.3. VERSIONES DE VÁLVULAS PARA SER INTEGRADAS

3.3.1. Asiento de válvulas con área de radio 1:1,6

La válvula tiene un perno que cierra el resorte contra el fitting A-B en posición normal. La fuerza del resorte corresponde a la presión del aceite en el puerto A, que está dentro de los límites, 0,2 o 4 bar, acorde a la construcción. Los datos en el área de radio son relevantes a la presión de las áreas del puerto A y al área del resorte. Ese radio esta fijado para todo tipo y talla en el rango AA: Af =1:1,6 sin embargo, el área AB con el factor 0,6 está fijada para el puerto B.

Cada válvula asentada está significativamente usada para ejecutar la función de un control de válvula (“abrir”=”cerrar”)

Una versión de aquellas válvulas está suplantada con un control fino de bordes y seguido por pulidas aberturas y cierres.

Otra versión, la que tiene un conducto conector desde el puerto B al área del resorte puede ser usada con una cubierta simple que no tiene control en el puerto para refrenar la válvula necesitada. Ver figura 3-3.

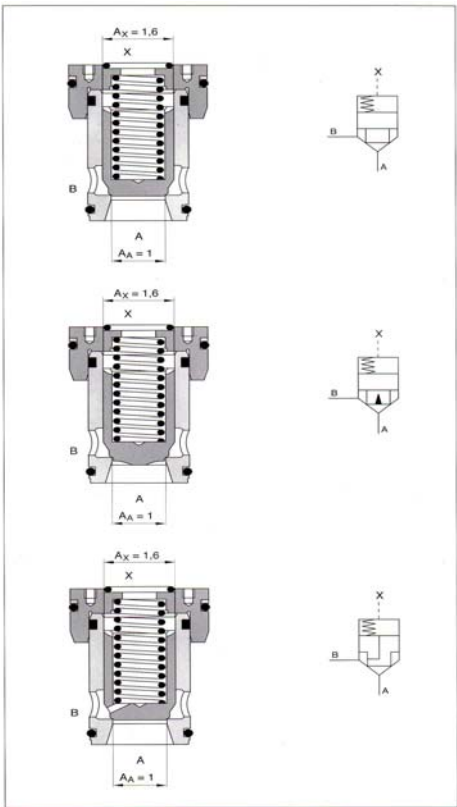


Figura 3-3: Asiento de válvula integrada

3.3.2. Asiento de válvulas con área de radio 1:1

La base de las válvulas tiene un diámetro igual al diámetro del cojinete del puerto a fin de que el área de radio sea $A_A: A_X=1:1$

La presión del puerto B no tiene área que sea afectada.

Cada construcción es usada como el paso principal de la válvula de seguridad con pre-amplificación. De manera que al cumplir este propósito, un inyector en el perno de la válvula es requerido. Su diámetro es consistente con el resorte de la válvula.

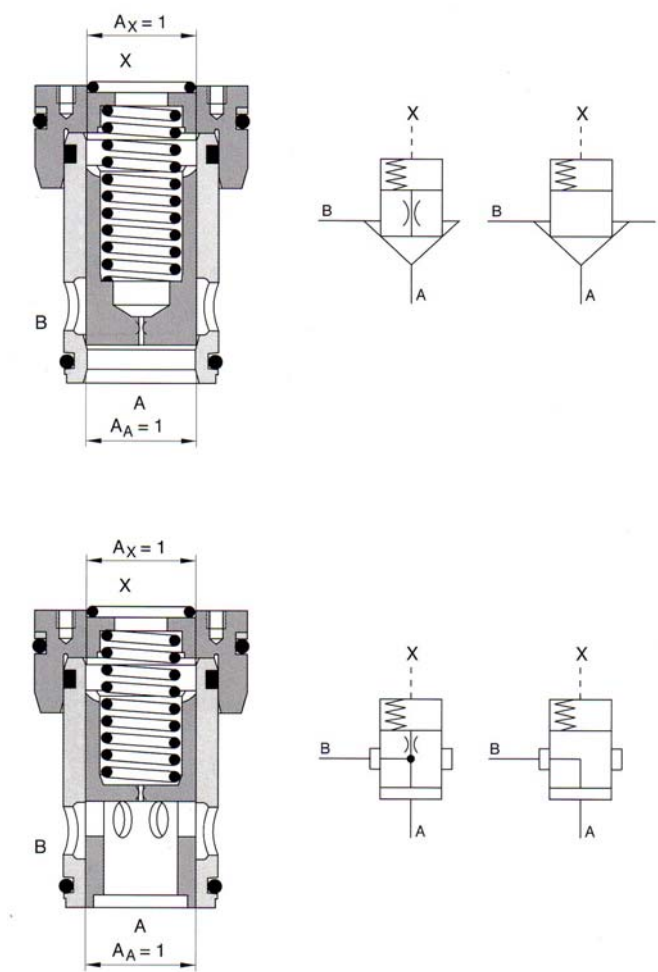


Figura 3-4: Asiento de válvula integrada

3.3.3. Placa de la válvula con área de radio 1:1

Las variadas funciones, por instancia, como un paso principal en válvulas reductoras de presión, o como reguladoras de caudal compensado, necesita elementos que están abiertos en un estado estacionario y cerrado cuando los flujos de caudal van en sentido opuesto.

Esa demanda es realizada por una placa válvula. Dependiendo del uso, la placa válvula esta suplida con un inyector o el puerto atravesando es cerrado por un tapón.

3.4. CUBIERTAS

Las cubiertas tienen la función de cerrar los puertos en los cuales las válvulas cartucho son montadas y provistas de conexiones de las áreas de crecimiento con las válvulas piloto.

La respectiva válvula piloto puede ser montada directamente en la cubierta. El diagrama muestra varias construcciones Standard.

Para una válvula de retención.

Para control remoto.

Para conectar una válvula de control NG6.

Para conectar una válvula de control de presión.

La práctica muestra que varias válvulas cartucho están frecuentemente cerradas por una cubierta común. Varias válvulas pilotos pueden ser montadas en esta. Cada cubierta o paneles de control adicional son contruidos individualmente, como lo es el panel de control principal.

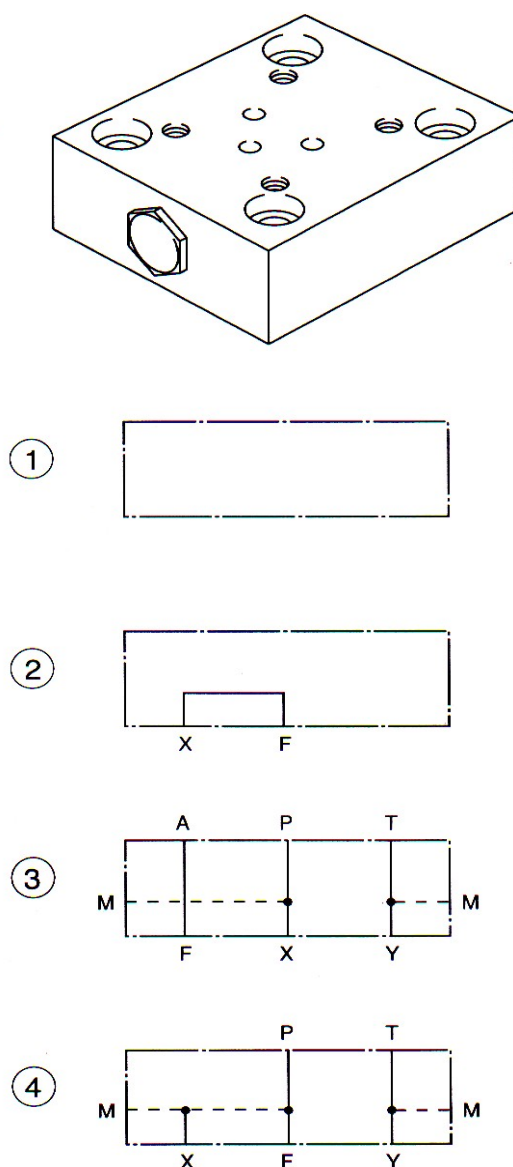


Figura 3-5: Cubierta de válvula

3.5. VÁLVULAS PILOTO

Una válvula cartucho opera por interacción con la respectiva válvula piloto.

Hay válvulas de control, válvulas de control-presión, y válvulas proporcionales de posición con un puerto NG6.

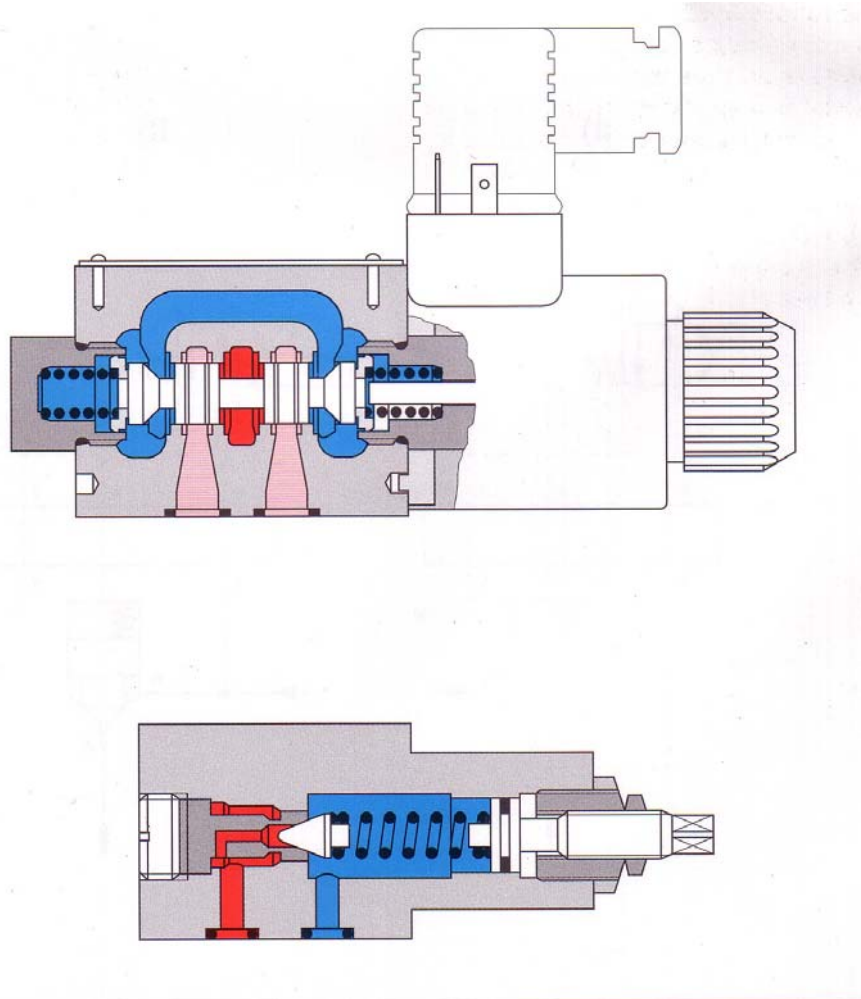


Figura 3-6: Válvulas piloto

3.6. **FUNCIONES DE UNA VÁLVULA DIRECCIONAL DE CONTROL**

3.6.1. Válvulas cartucho con área de radio 1:1,6

Estas pueden ser controladas en un modo similar que el control de las válvulas magnéticas.

En los casos (a) y (b) el caudal medido se toma de la entrada de la válvula incorporada. La presión de pilotaje es siempre suficiente para cerrar la válvula debido a la gran área del resorte. La dirección del caudal no puede ser cambiada y depende si la presión del piloto es descargada en A o en B.

Los puntos máximos de presión son propagados lentamente en el área del resorte y pueden causar una abertura de corto término de la válvula cartucho.

Es necesario en un estado de cierre, tomar en cuenta la filtración en la válvula piloto y el cojinete de puerto del ajuste.

En el caso (c) las medidas del caudal vienen desde un origen externo de la presión y es deliberada al área del resorte a través del puerto X. En este caso la dirección del caudal a través de la válvula cartucho no es fijada. La presión P_f requerida para el cierre puede ser calculadas desde la siguiente ecuación de fuerzas las cuales están bien balanceadas en posición de la válvula de ajuste.

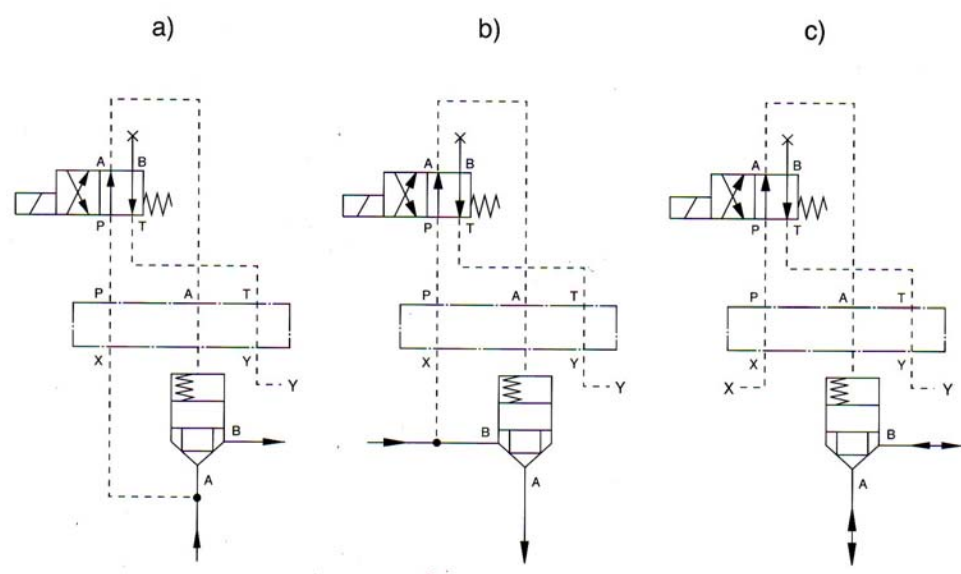


Figura 3-7: Caso a, b, c

3.6.2. Control direccional de válvulas con varios puertos conectores

Las válvulas cartucho de cuatro posiciones pueden operar como una combinación conveniente de varias válvulas de dos posiciones. Aquellas válvulas simples de 2 posiciones (abiertas/cerradas) pueden reemplazar a la medida del borde de una válvula carrete en las locaciones indicadas en la figura abajo.

Puesto en las medidas del borde de la válvula placa son mecánicamente acopladas, las placas requieren especial geometría de manera de afectar las variadas configuraciones de caudal. Aquellas configuraciones pueden ser completadas por pilotajes simples con una combinación satisfactoria de conexiones abiertas y cerradas.

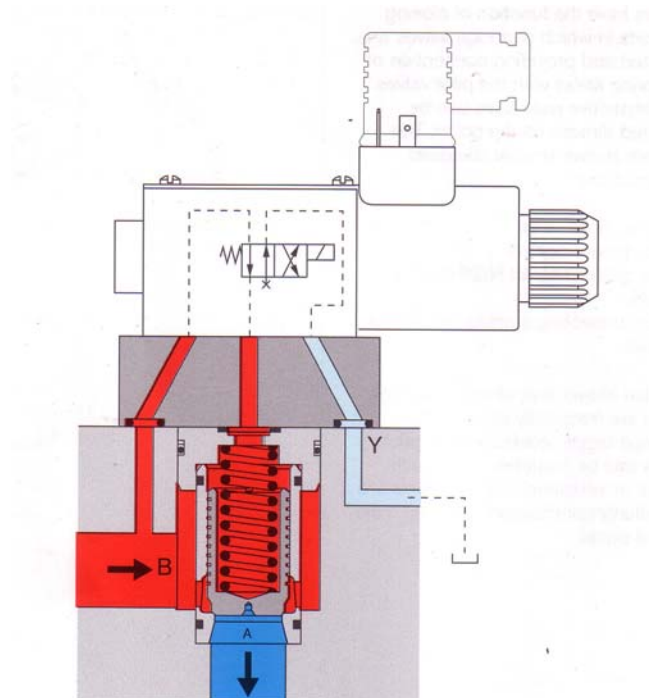


Figura 3-8: Válvula direccional de control

Lo mismo es válido para un bloque de cuatro válvulas cartucho acopladas.

Si cada válvula cartucho es controlada por una válvula piloto especial, varias combinaciones de flujo podrían ser ejecutadas por medios de señales eléctricas. En este caso el control de la función es transferido desde el sistema de poder hidráulico al más flexible circuito eléctrico piloto. Los procesos tradicionales de conmutación pueden ser arbitrariamente afectados por tiempos largos. El control individual impide la interacción de las válvulas de cartucho pero es mayormente usado en la práctica.

Las cuatro válvulas cartucho pueden ser controladas por una válvula piloto común. En la locación mostrada en la figura de abajo, la válvula de control direccional es puesta en efecto por la pre-amplificación de las tres posiciones fijas conmutadas.

Cuando la válvula piloto esta en posición neutral todas las áreas del resorte de las válvulas de cartucho son presionada, y. las válvulas son cerradas. Este estado corresponde a la función de “cilindro detenido”.

Si la válvula de pilotaje esta en una de las dos posición , a o b el área del resorte de las dos válvulas cartucho están descargadas y en su abertura. Esto corresponde a la función del “avance del cilindro” respectivamente y “retroceso del cilindro”.

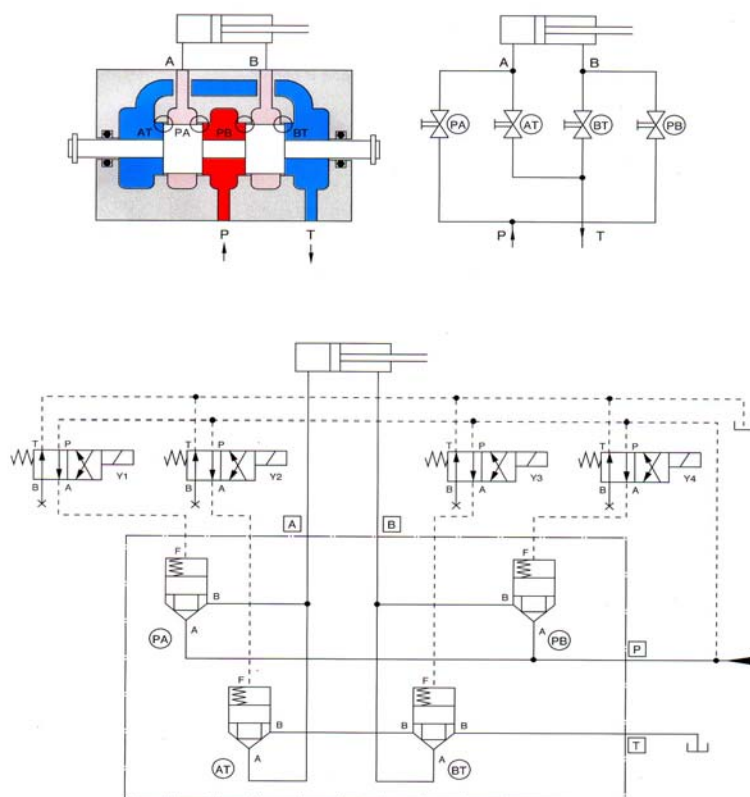


Figura 3-9: Válvulas con varios puertos conectores

3.6.3. Los efectos del tiempo de conmutación

El viaje del perno es lento de modo de obviar los posibles golpes sobre las válvulas cartucho durante la abertura y cerrado. La secuencia de golpes por las válvulas separadas de cartucho puede también ser afectadas de esta forma. Es fácil hacerlo por estrangulamiento de las líneas piloto. Como en la figura 3-10 caso (a) mostrada, hay tres posibilidades para la locación del lento orificio en el viaje de la válvula:

- 1) Cerrado
- 2) abierto y cerrado
- 3) abierto

Para la tercera locación, podría ser tomada en cuenta que bajo ciertas circunstancias el puerto T de la válvula piloto puede ser cargada con presión excedida al valor aprobado

La figura 3-10 caso (b) ilustra un piloto especial de válvula cuyo puerto T no es cargado.

Los orificios pueden ser localizados en el plano de las pestañas, entre la cubierta y válvula piloto o panel de control. Localizando un cartucho estrangulado en la cubierta es una solución montada convenientemente.

Los efectos de la conmutación baja es además imprevistas por las válvulas cartucho especialmente con el borde de un control fino.

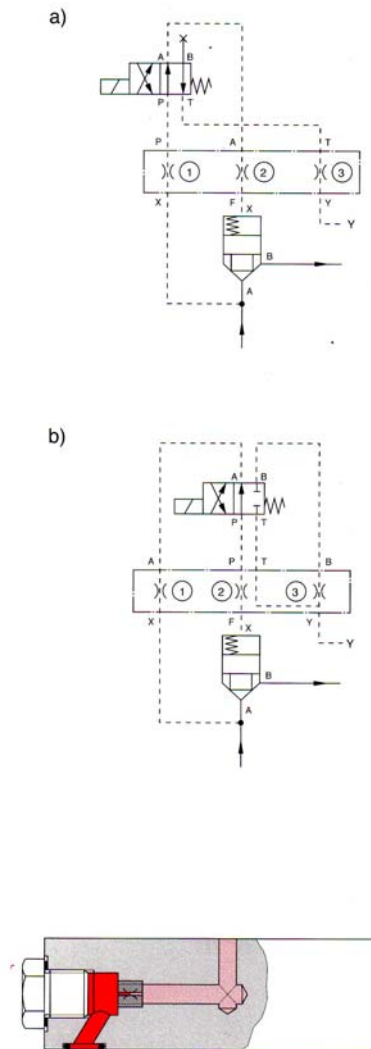


Figura 3-10: Efectos del tiempo de conmutación

3.6.4. Determinación de la dirección del flujo

Las válvulas cartucho con área de radio 1:1,6 pueden crecer en 2 direcciones.

Cuando diseñan un panel control y construcción, algunas ventajas y desventajas necesitan ser consideradas:

El canal de conmutación de la válvula cartucho es afectada no solamente por la medida de flujo sino que también por la dirección de la válvula. La abertura es más pulida cuando la cantidad de caudal es liberada al puerto A.

La presión de la abertura, cuando el área del resorte no es cargada al puerto A.

Si el caudal es liberado por el puerto B, la presión de la abertura se agranda para ser descargada, debido a su pequeña área circular.

El goteo aparece ante el puerto B y el área del resorte. Si la presión del pilotaje resulta por la entrada de caudal del puerto A, el derrame desde A o B comienza

también, lo que puede causar el movimiento incontrolado del actuador. El derrame en la válvula piloto en ambas direcciones del flujo también ha sido tomado en consideración.

Los puntos de presión pueden causar aberturas no deseadas de la válvula cartucho ya que ellos son propagadas lentamente al área del resorte. Esto no es tan grave si los actos de presión circulan en un área pequeña del puerto B. Si el efecto de los puntos de presión en la línea de retorno de la válvula cartucho es para ser obviado, una válvula cartucho con un ara de radio 1:1 podría ser usada.

Conectores propias en el panel de control depende de la dirección del flujo. Esto afecta tanto la resistencia del caudal como el costo de producción y talla.

La figura 3-11 muestra 4 diferentes versiones de válvulas direccional de tres vías consistiendo en 2 válvulas cartuchos. Una válvula de dirección de cuatro vías con cuatro cartuchos tiene 16 versiones respectivamente.

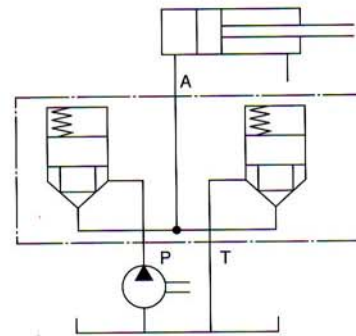
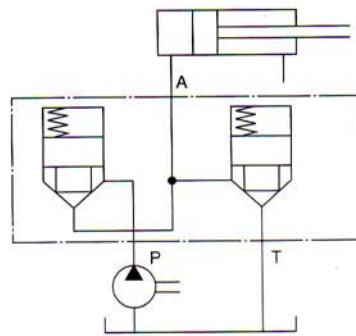
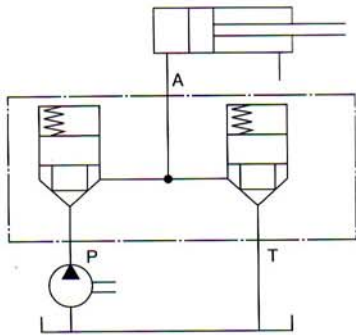
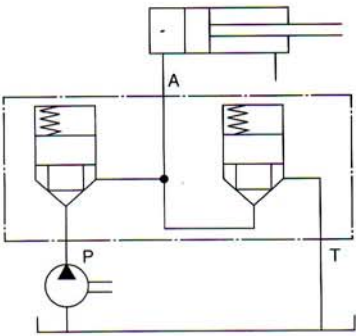


Figura 3-11: Dirección del flujo

3.6.5. Válvulas de control de caudal de tres vía

Esta válvula tiene una pulida transición de las posiciones de conmutación solas y en la posición neutral de enrollamiento cero. Es usado para controlar el poder y posición de la única dirección de movimiento opuesto a la carga. El paso principal, en la forma de un cartucho integrado en un bloque, es controlado por una válvula separada de control de caudal NG6. La posición principal es indicada por un sensor de presión.

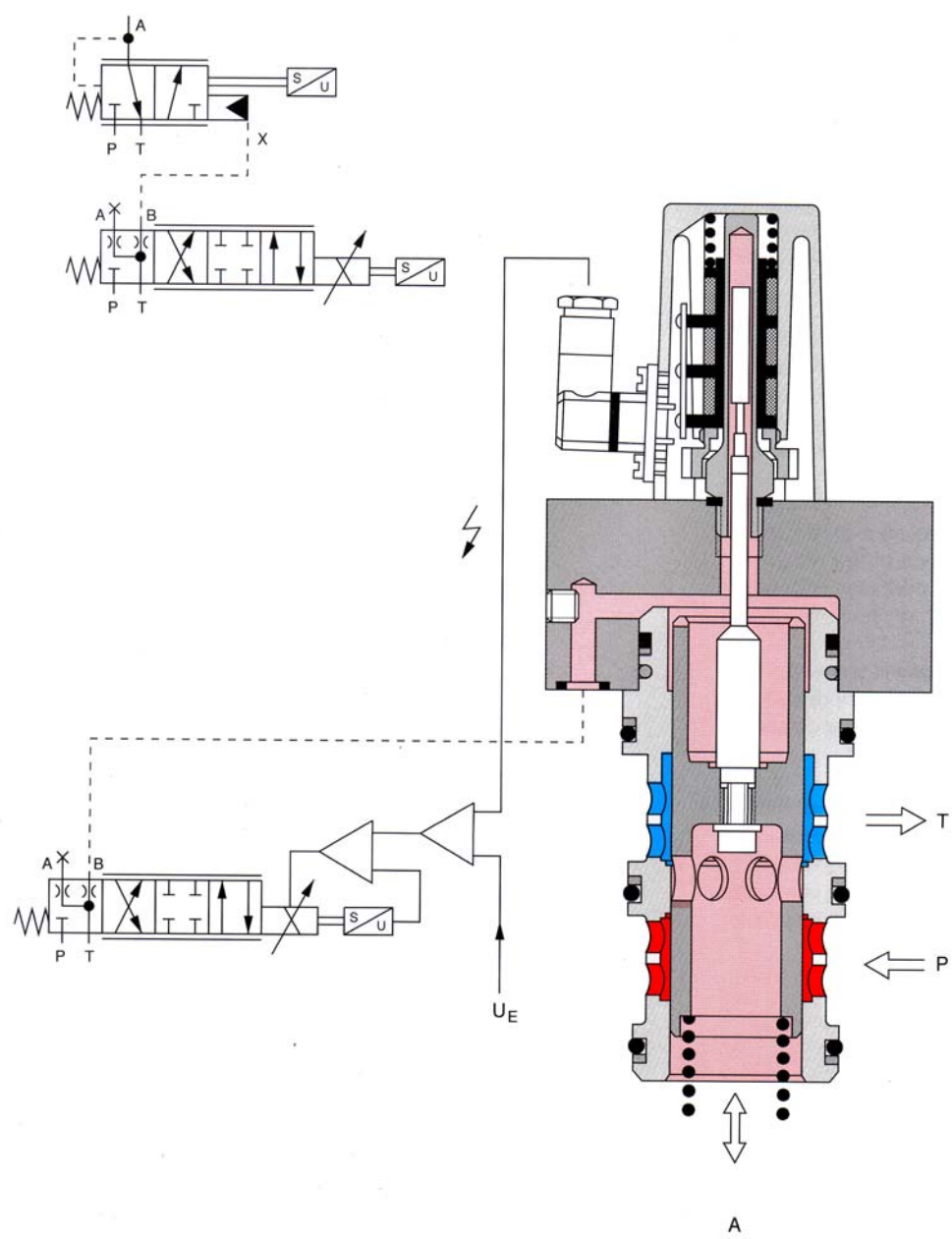


Figura 3-12: Válvulas de control de caudal de tres vías

3.6.6. Válvulas de control direccional con control de posición de conmutación

Las posiciones de la conmutación de las válvulas cartuchos deberían ser consideradas por razones de seguridad y secuencia de control. Esta función es cómoda para el final de la posición próxima al sensor principal de lectura.

Acordado al principio de 2 contactos cerrados, si el espacio magnético de un imán permanente viene hacia en proximidad. El anillo magnético (2) es localizado sobre la fijación móvil de la válvula. La lectura es un tubo presurizado. La válvula de ajuste debe envolver cuando la conmutación es seguramente segura (3).

La válvula piloto puede ser localizada por 2 vías en la cubierta, como se muestra en la figura 3-13.

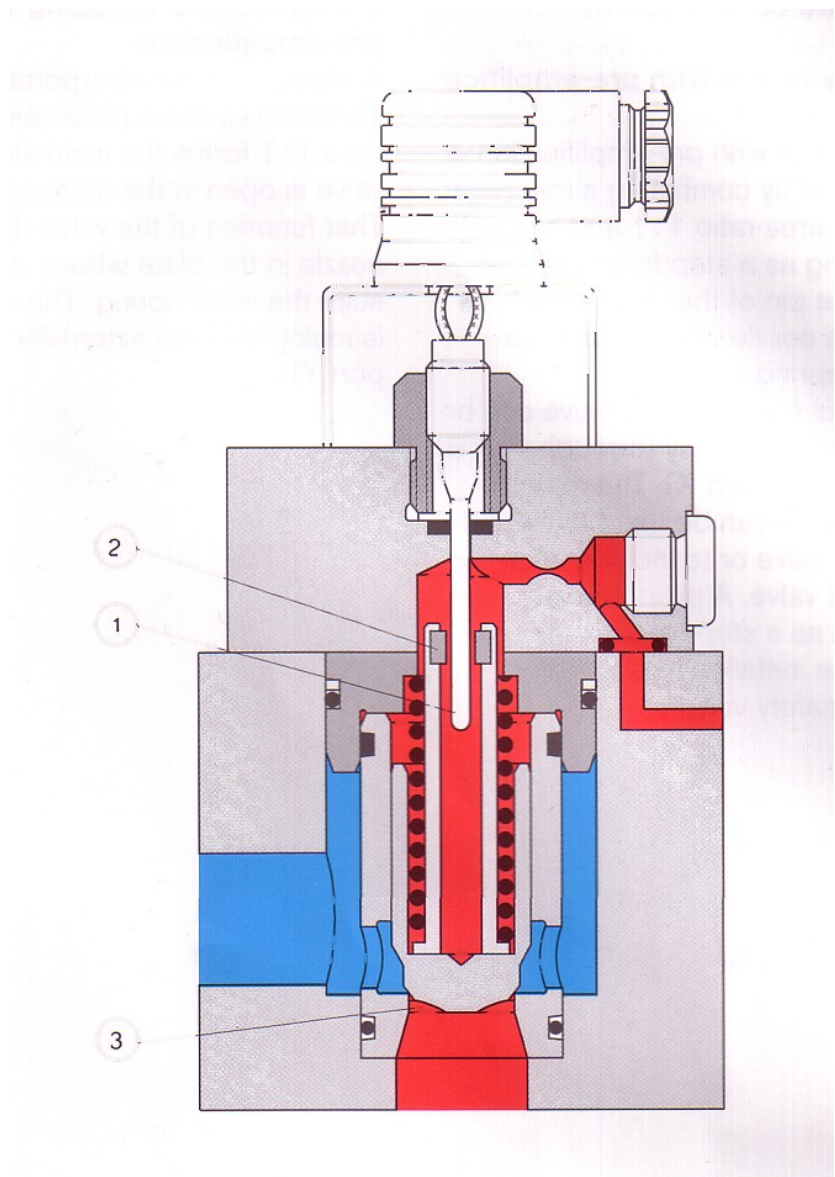


Figura 3-13: Válvulas de control direccional con control de posición

3.7. VÁLVULAS DE CONTROL DE PRESIÓN

3.7.1. Válvulas de seguridad con pre-amplificación

Una válvula de seguridad con pre-amplificación es construida por combinación de una válvula cartucho con área de radio 1:1. El ajuste de la válvula cartucho contiene un nudo cuyo diámetro conviene a la crecida. El control de aceite en la válvula piloto puede ser drenada tanto por lo interno (a través del puerto B) como por lo externo (puerto X). El pilotaje externo del puerto X puede ser usado par no cargar la válvula de seguridad o para incluir una válvula de pilotaje adicional. Una válvula de presión proporcional como un paso a la pre-amplificación puede ser instalada en el lugar de una válvula estándar de seguridad.

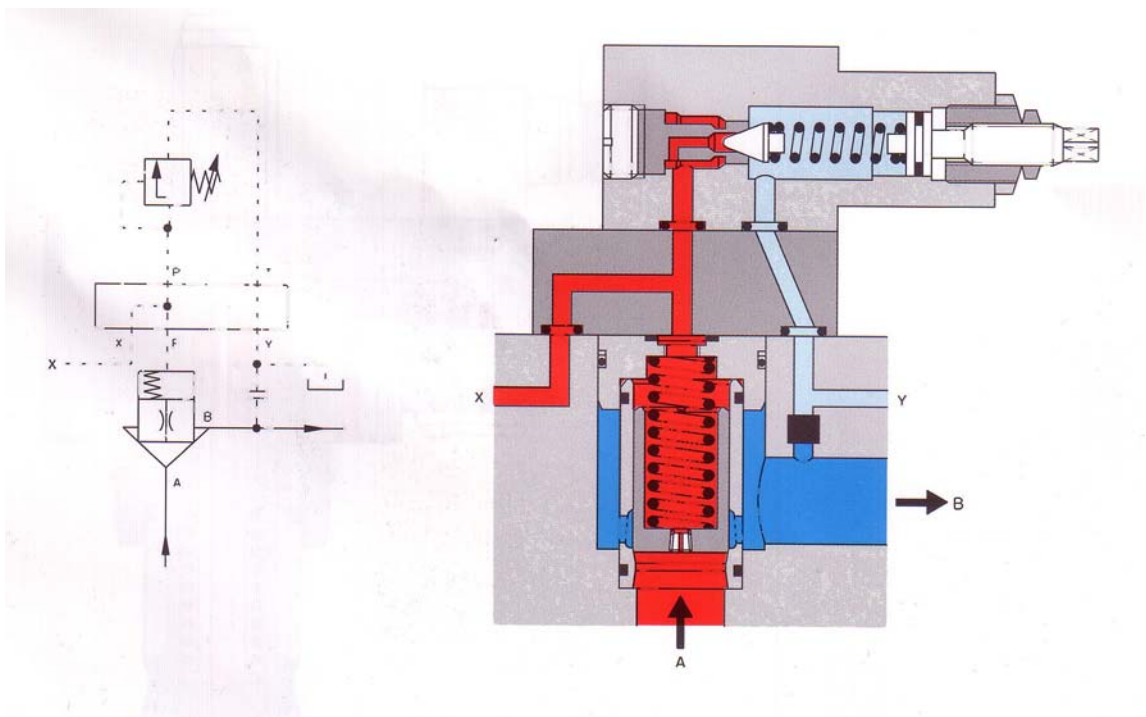


Figura 3-14: Válvulas de seguridad con pre-amplificación

3.7.2. Válvula reductora de presión con pre-amplificación

Un bloque válvula para incorporar construida por una válvula placa con área de radio 1:1 forma el paso principal. Esa función de la válvula demanda un inyector en la placa cuyo diámetro coincide al resorte de la válvula. El control del aceite es principalmente drenado externamente (a través del puerto Y)

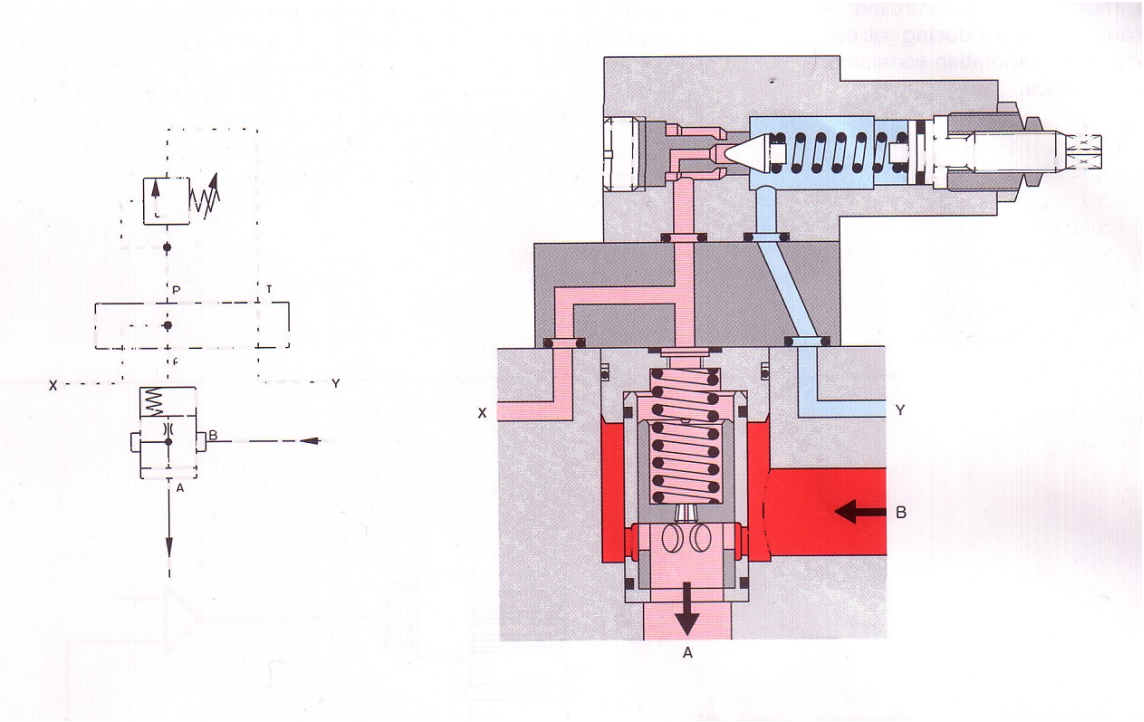


Figura 3-15: Válvula reductora de presión con pre-amplificación

3.7.3. Válvulas de secuencia y cerrado afuera

La secuencia externamente piloteada y de válvulas cerradas afuera requieren un especial a la válvula de presión y conmutación para actuar como un paso de pre-amplificación, el spool de la válvula 1:1 de radio es usada como el paso principal. La diferencia entre las 2 funciones de la válvula está en el drenaje externo o interno del control del aceite.

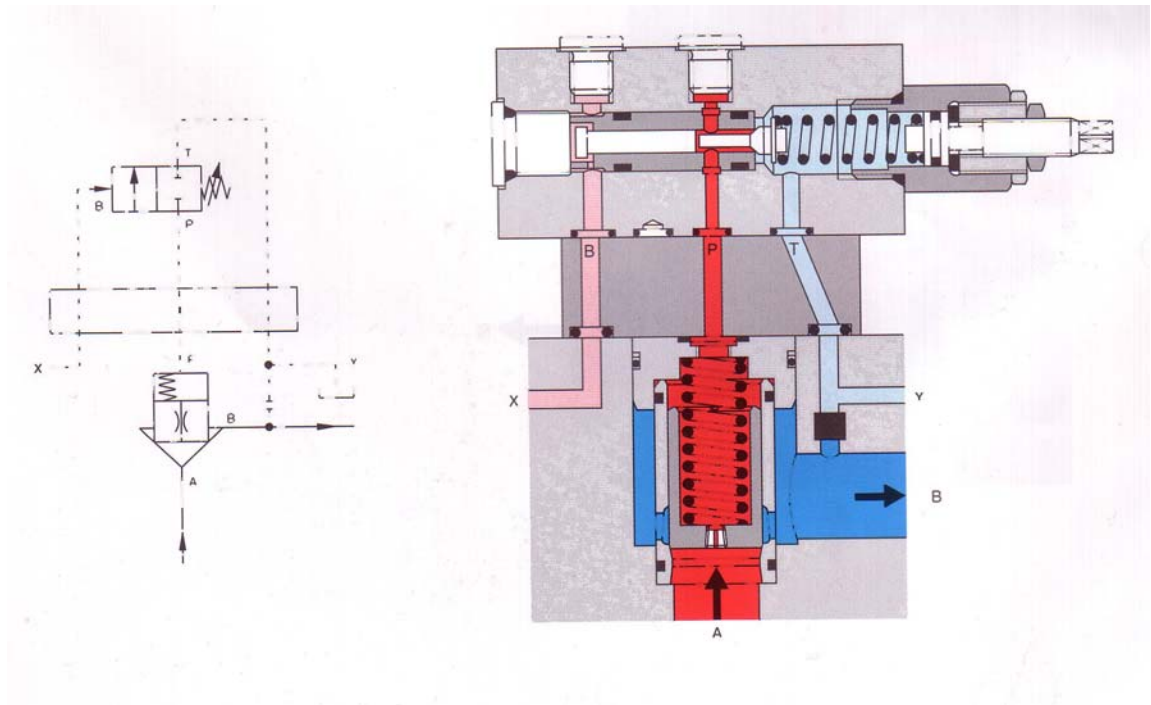


Figura 3-16: Válvulas de secuencia y cerrado afuera

3.7.4. Válvulas de presión proporcional

Las válvulas de piloto convencional pueden ser reemplazadas por válvulas de presión.

Tanto las válvulas eléctricamente controladas de seguridad y de reducción de presión para la incorporación seccional vienen dentro del juego hidráulico.

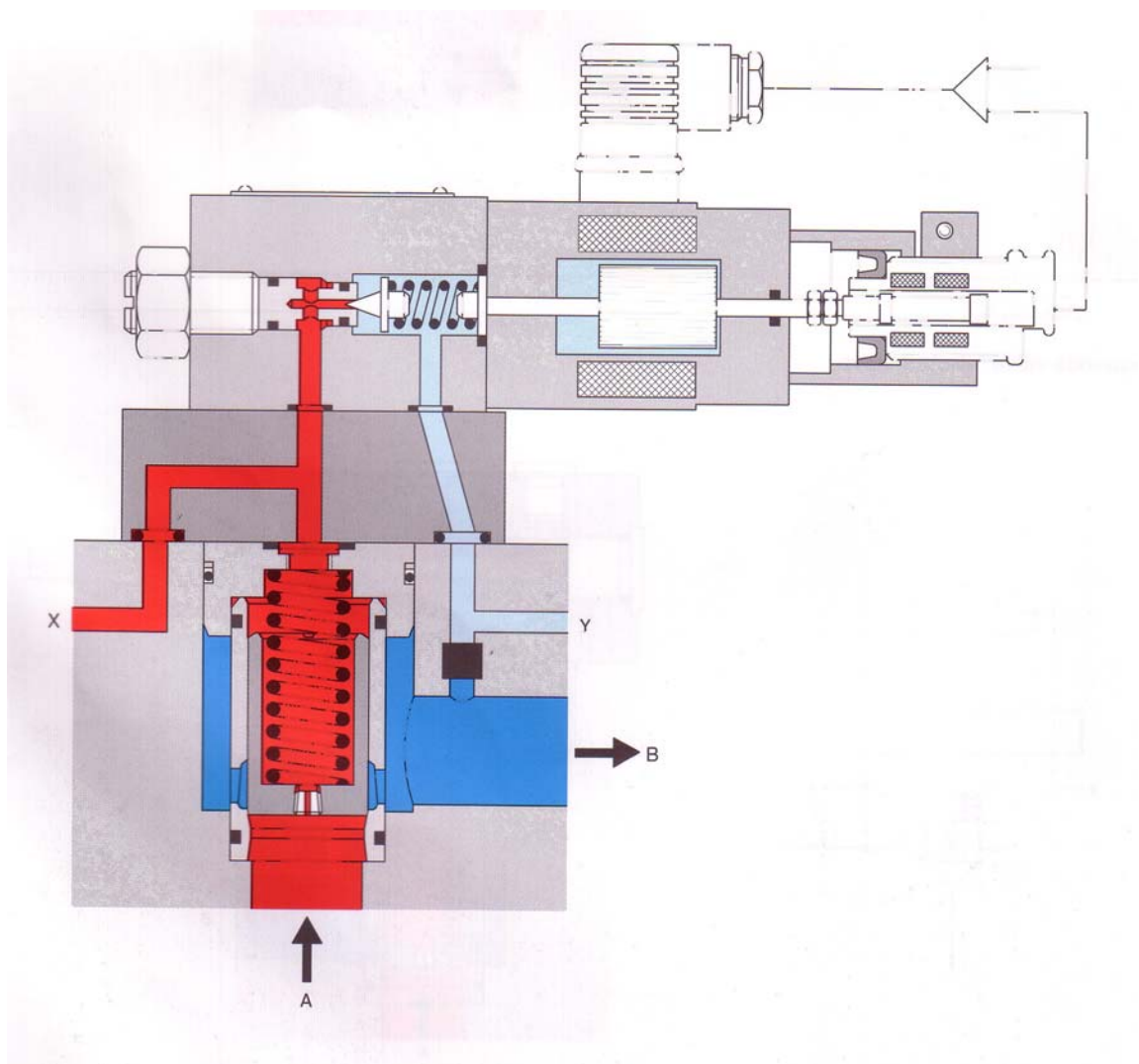


Figura 3-17: Válvulas de presión proporcional

3.8. VÁLVULAS DE CONTROL DE CAUDAL

3.8.1. Válvulas estranguladas

Los estranguladores están contruidos para las válvulas cartucho estándar con un borde fino controlado.(2) El diámetro de puerto puede ser cambiado con la restricción del perno (1) en el panel de cubierta.

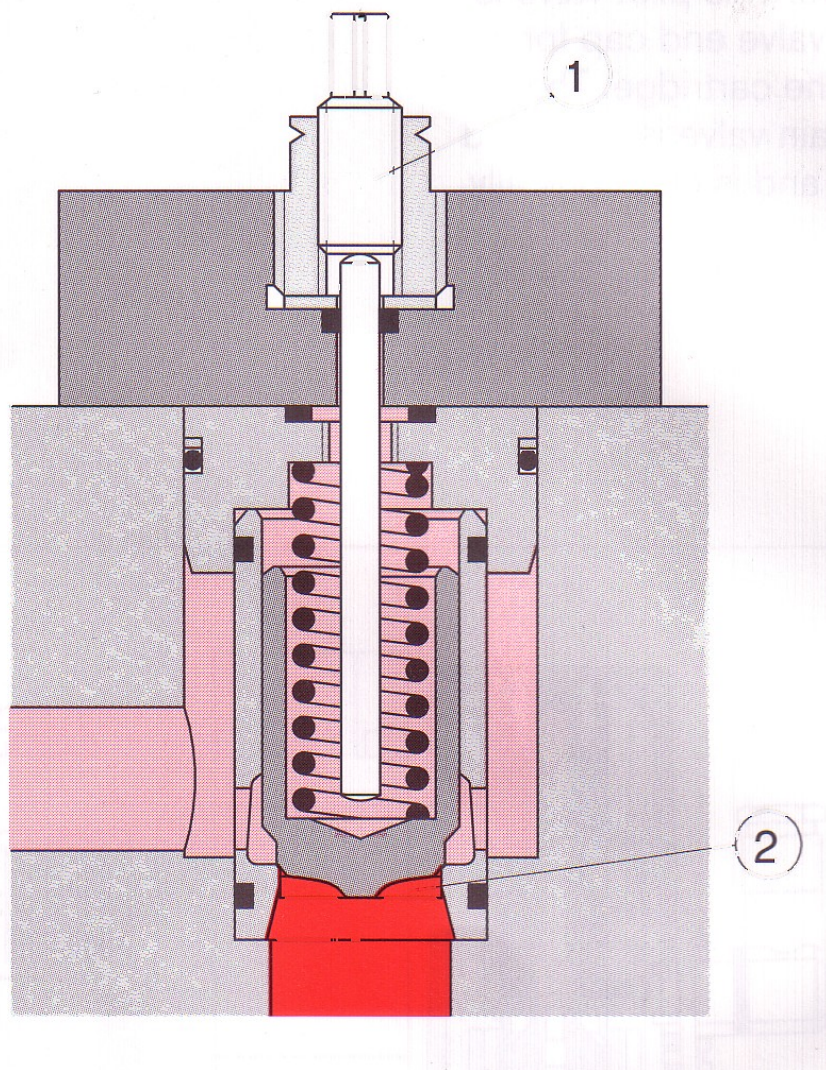


Figura 3-18: Válvulas estranguladora

3.8.2. Válvulas de caudal compensado

El caudal compensado de las válvulas de control son una combinación de una medida de estrangulación y un compensador de presión.

Ellos son conectados en series en la válvula de control de caudal de doble vía y en paralelo en la tercera vía de la válvula de control de caudal.

La medida de estrangulación puede ser controlada desde una válvula cartucho con restricción del resorte y el compensador de presión desde una válvula cartucho con área de radio 1:1

El resorte del compensador de presión determina la presión constante de diferencia sobre la medida de la estrangulación el cual esta en el rango de 6.a.10 bar.

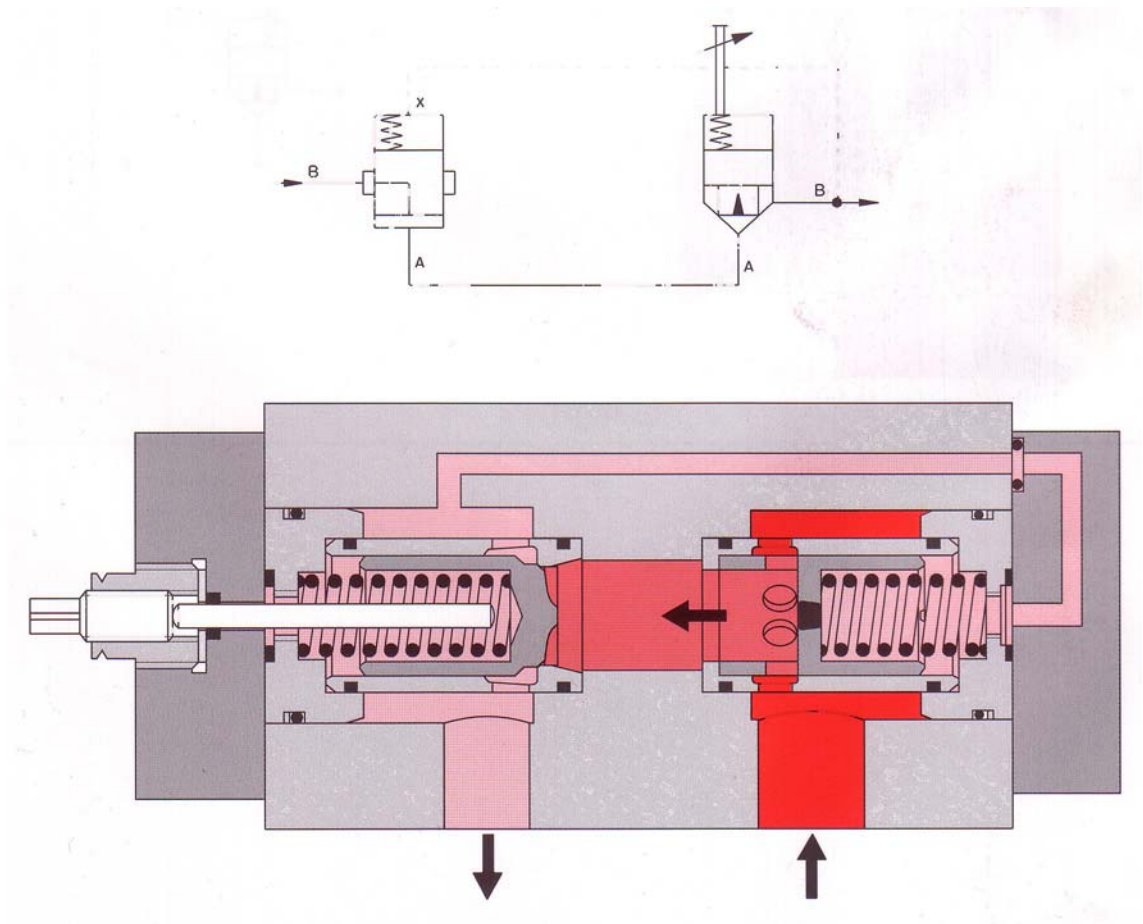


Figura 3-19: Válvulas de caudal controlado

3.8.3. Válvulas de estrangulación proporcional

La estrangulación proporcional para incorporar en secciones son controladas hidráulicamente por una válvula de control de caudal (sin control de posición) operando como una válvula 3/3 de control direccional. Esta válvula piloto es integrada en el cartucho. La posición de la válvula principal es indicada por un sensor y es electrónicamente controlado.

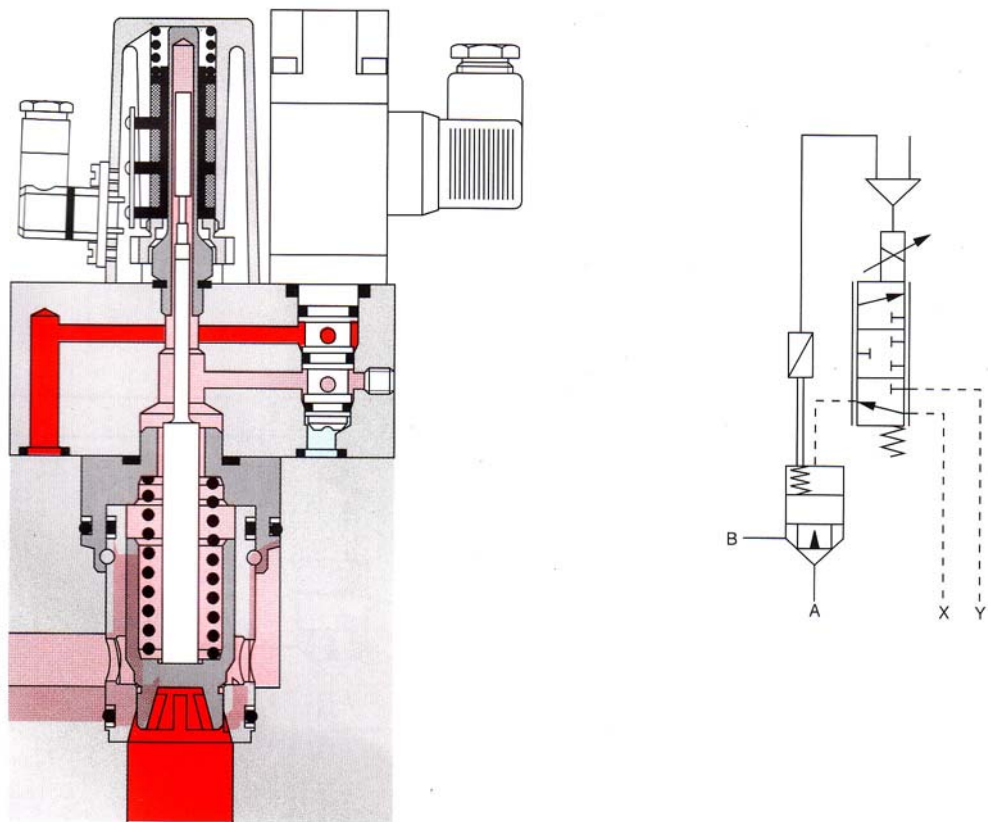


Figura 3-20: Válvulas de estrangulación proporcional

3.9. VÁLVULAS DE CHEQUEO

3.9.1. Válvulas de chequeo simple

Comúnmente las válvulas de chequeo son construidas desde la válvula cartucho con un área de radio de 1:1,6. El requerimiento de conexión B a F puede ser hecha por un puerto en el ajuste de válvula, o externamente por los puertos de control en el bloque múltiple y el término del birrete.

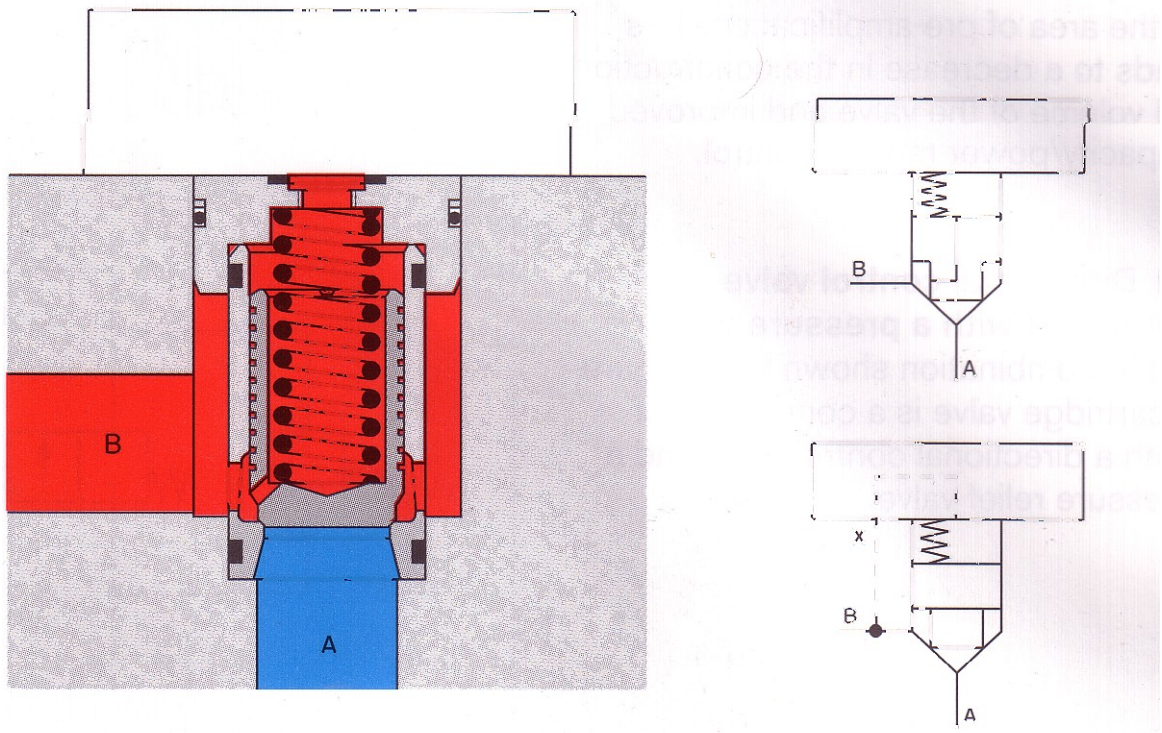


Figura 3-21: Válvula check simple

3.9.2. Válvulas de chequeo con pilotaje

Las válvulas control direccional de tipo cartucho no esta perfectamente sellada debido al derrame en la válvula piloto y en la situación del ajuste de válvula. Las válvulas cartucho pueden funcionar si el asiento del pistón abatible controla el sello del piloto especial.

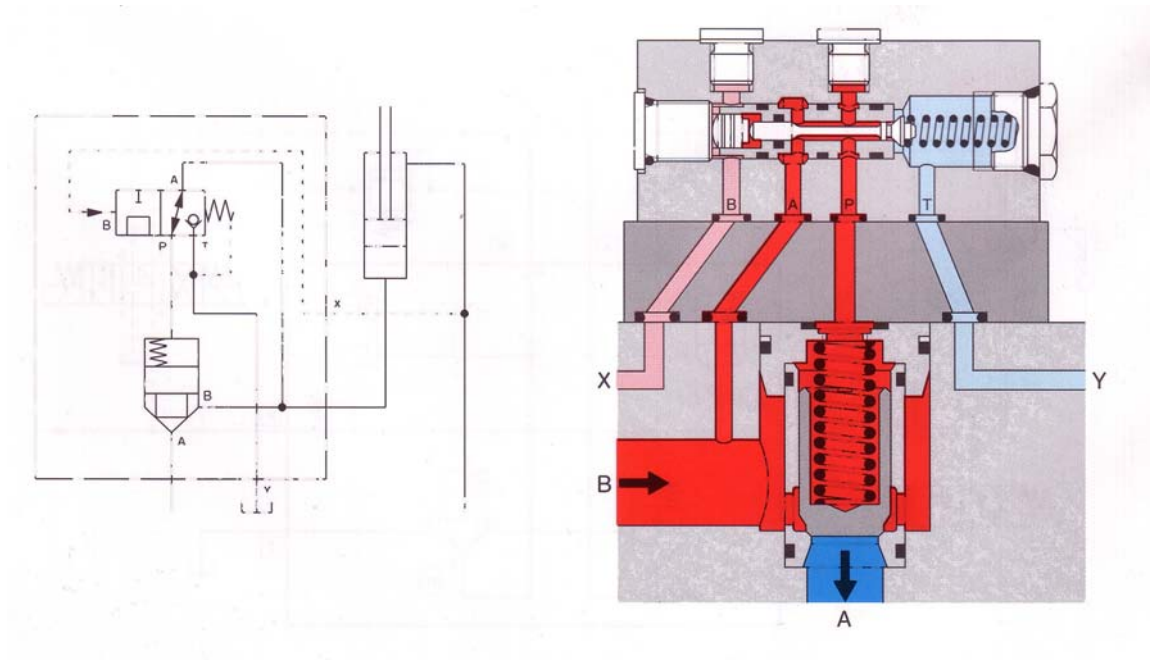


Figura 3-22: Válvula de chequeo piloteada

3.10. COMBINACIÓN DE VÁLVULAS DE SEGURIDAD

Un modelo sobresaliente de tecnología cartucho es la posibilidad del paso principal siendo simultáneamente o secuencialmente controlada por varias válvulas piloto. Así la función de conmutación es significativamente transferida desde el poder de área al área de pre-amplificación. Así yace a aumentar en el volumen de construcción de la válvula e improvisar el radio de capacidad / poder de control.

3.10.1. Válvula de control direccional combinada con una válvula de presión

En la combinación mostrada en la figura, una válvula de cartucho es un componente de tanto una válvula de control direccional como una válvula de presión de descarga.

Otros dos ejemplos ilustrados de la expansión de una válvula 4/3 de control direccional por una válvula de presión de descarga localizada en los conductos del cilindro.

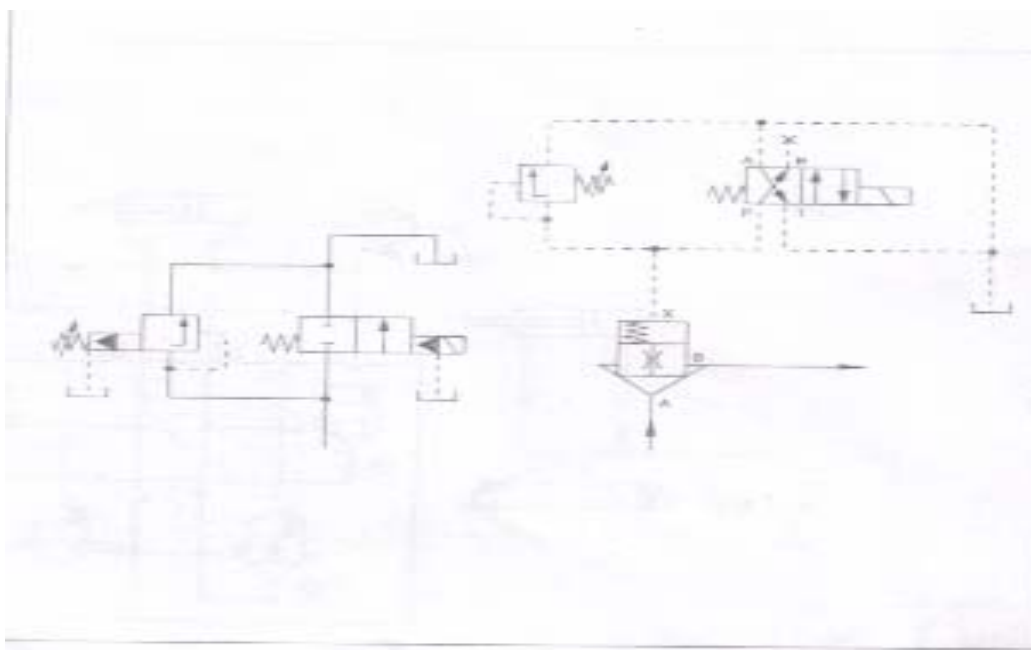


Figura 3-23: Combinación válvula de control con válvula de presión

3.10.2. Combinación de válvulas de control de caudal

En la combinación dada en la figura, una válvula de cartucho con restricción de golpeo es simultáneamente una medición de estrangulación del caudal de una válvula de control y es el paso significativo para una válvula de control direccional.

La presión del compensador del crecimiento de la válvula de control es al mismo tiempo que el paso principal de una válvula de reducción de presión.

La restricción de las válvulas del chequeo en las líneas del cilindro están contruidos por restricción del golpe de la válvula cartucho con un control en las orillas finas.

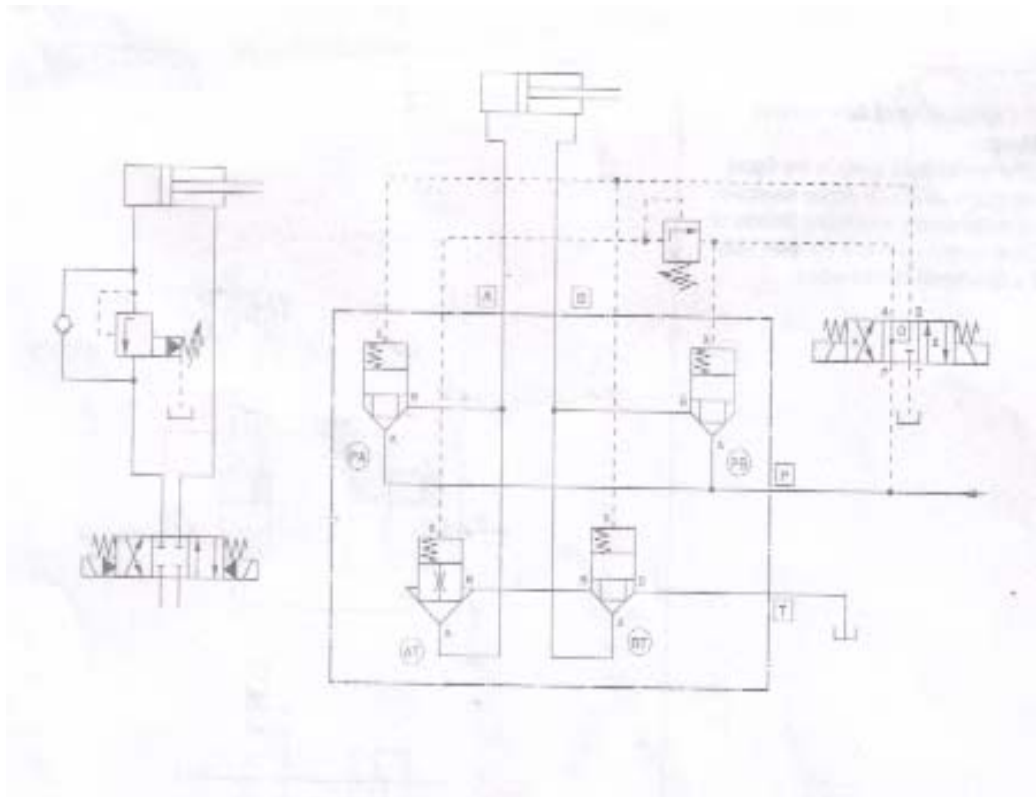


Figura 3-24: Combinación de válvulas de control de caudal

3.11. MODELOS ESPECÍFICOS DE VÁLVULAS CARTUCHO DE CONTROL

La eficiencia industrial es la solución de problemas.

El control complejo puede ser establecido usando un pequeño número relativo de elementos estándar. Los golpes operacionales costosos se reducidos satisfactoriamente. La eficiencia industrial está determinada para la producción de una carga la cual justifica los costos de construcción y la preparación de la producción de los paneles de control.

a- Aumento del derrame de aceite.

Para válvulas cartucho asentadas hay derrames periféricos solamente en el comportamiento del ajuste entre el área de crecida, en el puerto B y en la válvula piloto. El derrame periférico se amontona por sobre el 10% de la solución de control convencional.

b- Pequeños puntos de presión.

Controlados individualmente en el tiempo de abertura y cierre de la medida de separación de la orilla permitida para el óptimo control de rango de crecida. Debido a la falta de envoltura en el sentido de las válvulas una respuesta rápida para los puntos de presión es posible.

c- Alta velocidad de conmutación.

Esto se debe a las pequeñas masas y no a los golpes del envolvimiento. La velocidad de cierre y abertura es para una gran extensión dependiendo en la talla y tiempo de conmutación de las válvulas piloto (un mínimo sobre alrededor de 20-50 ms. Por válvula de cartucho NG25).

d- Capacidad y peso pequeño.

La posibilidad de combinar varias funciones en una válvula cartucho y la carencia del cuerpo de las válvulas en los circuitos operantes permite construir el volumen aumentado comparándola con la construcción convencional. El molde de la válvula cartucho es una fracción pequeña del molde convencional construido por placas de válvulas.

e- Pérdida de sonido.

Obviando los puntos de presión es importante eliminar la generación de sonido. El área del radio de vibración aumenta debido a los volúmenes pequeños usados para controlarlo.

f- Alta flexibilidad.

Usando variadas versiones de elementos contruidos (área radio, crecimientos, piloto oprimido) y las variables pre-amplificaciones en la función de cartuchos pueden ser cambiadas rápidamente.

g- Fácil mantención.

La construcción compacta y el número reducido de guarniciones atravesados resultan en el mínimo del goteo externo. En el caso de defectos, seguidos es necesario reemplazar algunos componentes en lugar del agujero de la válvula.

El equipamiento reemplazado por completo puede ser conducido de esa manera. Un número pequeño de elementos básicos facilitan la mantención de partes de depósito. La experiencia muestra que su vida usable es grande más que los correspondientes válvulas de placas.

h- Desventajas.

Los daños pueden ser separados solamente por un buen grupo de servicio. Poniendo un prototipo de operación puede ser más que prolongar los procesos debido a la conducta dinámicamente de conducción para separar las válvulas cartucho en ciertas circunstancias, ha de ser optimizado para traer afuera variados controles de boquilla y crecimiento. Finalizando las faltas es dificultoso si los puertos no se conectan por instrumentos de medición que han sido proveídos en los múltiples bloques.

Si la muralla de la línea de drenaje está quebrada o porosa, entonces en ciertas circunstancias los múltiples bloques de agujeros deben ser cambiados.

CAPITULO 4: VÁLVULAS PROPORCIONALES

4. VÁLVULAS PROPORCIONALES.

4.1. CARACTERÍSTICAS DE VÁLVULAS PROPORCIONALES.

Símbolos gráficos.

Las válvulas proporcionales convierten una señal de entrada eléctrica variable en una señal de salida hidráulica proporcional. Dependiendo sobre la aplicación particular, una distinción es hecha entre las siguientes funciones básicas.

1- Válvulas de presión proporcional.

Básicamente hablando hay ajustes electrónicos de válvulas de control de presión en la cual el ajuste manual ha sido reemplazado por una condición electrónica , también llamado solenoide proporcional.

2- Válvulas estranguladoras proporcionales

Hay ajustes electrónicos de válvulas estranguladas, diseñadas sobre la base de válvulas de carrete resbaladizo con muescas encontradas de precisión. El símbolo clásico es substituido generalmente por un símbolo el cuál se ha derivado de éste. Para una válvula del control direccional, la doble línea en la parte superior y el fondo del símbolo indica la característica continuamente variable.

3- Válvulas de flujo de control proporcional, presión compensada.

La carga de compensación de las válvulas de control de flujo están abarcadas en las válvulas de estrangulación proporcional y en las válvulas de control direccional en combinación con los compensadores de presión.

4- Válvulas direccionales de control proporcional.

Éstas son válvulas de carrete con las muescas medidoras en cada extremo del carrete Ellos combinan el control direccional y control de velocidad en una válvula. De acuerdo con sus dos rangos de trabajo, controlados por dos solenoides proporcionales.

Hay modelos de válvulas de crecimiento cargado central o de posición media, aquí también la doble línea de arriba y abajo del símbolo indicado de los pasos de transición entre las diferentes posiciones de conmutación.

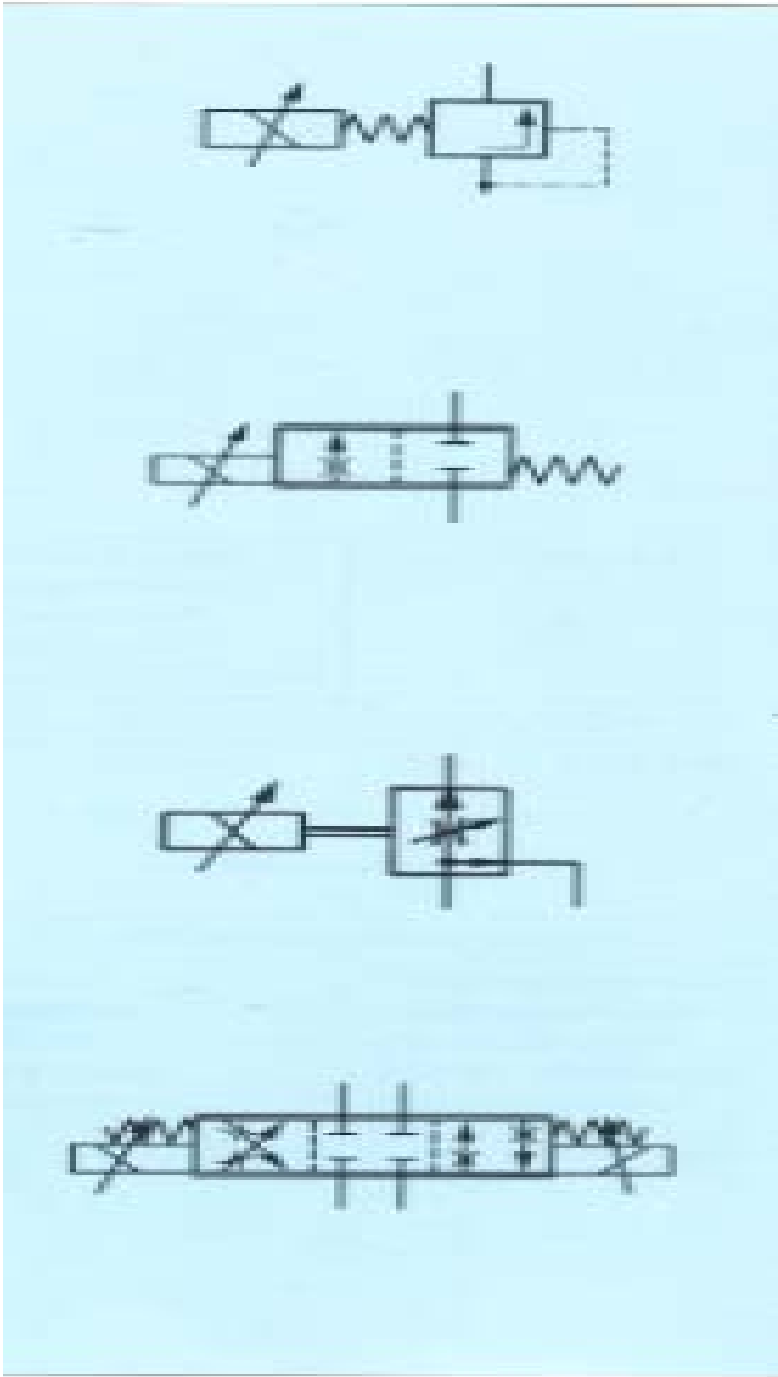


Figura 4-1: Tipos de válvulas proporcionales

4.2. CURVAS CARACTERÍSTICAS.

Estas muestran las interrelaciones entre la señal hidráulica P (o Q) y la fuerza eléctrica de la señal U_e .

El caso ideal sería estrictamente lineal interrelacionado entre los dos factores, en otras palabras una línea característica derecha. En la práctica, las características son usualmente curvadas a manera de ejecutar mejor la resolución de la señal de pequeño rango.

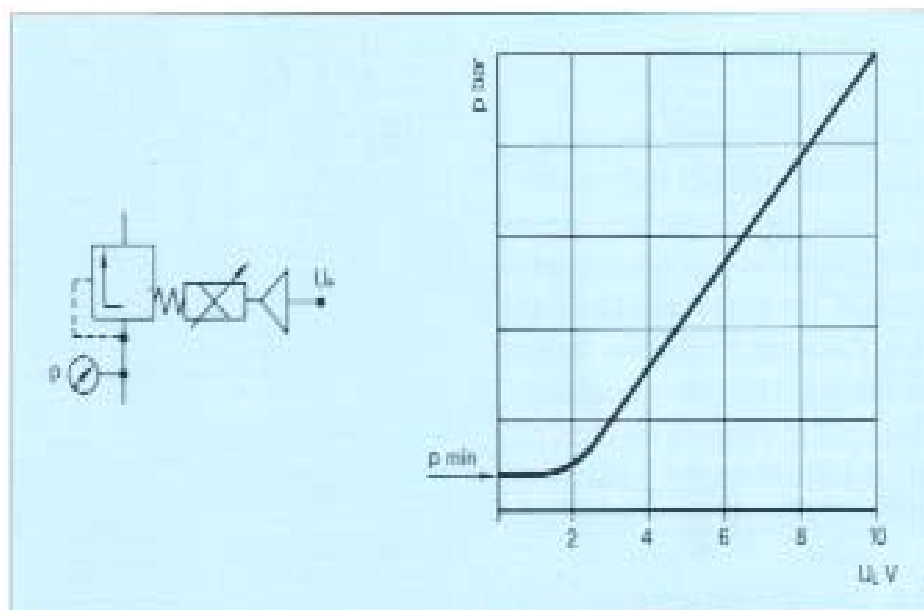


Gráfico 4-1: Curvas características

4.2.1. Válvulas de presión (presión señal función)

La sección de debajo de la curva característica es curvada y no alcanza a 0. Esto es resultado la resistencia del crecimiento, la que aumenta por la presión crecida en el caso de sistemas de piloto operado.

4.2.2. Válvulas de estrangulación

Esta curva característica es curva en ambos finales. En la sección de debajo de la curva, la abertura de la válvula es retrasada y en la sección de arriba, la saturación hidráulica llega a ser evidente.

NOTA: Ya que es el caso con todas las válvulas estranguladas, el crecimiento volumétrico depende de la presión de goteo Δp como una regla, el rango de crecimiento nominal, y además de la curva característica es referido a $\Delta p=8$ bar. Esto significa que la válvula puede solamente ser operadas en $\Delta p=8$ bar. El crecimiento del rango para la figura de presión de goteo es calculado de acuerdo a la función de la raíz:

$$Q \sim V_p$$

$$Q_x = Q_{non} \sqrt{\frac{\Delta p_x}{\Delta p_{non}}}$$

Ya por la fórmula:

En práctica los compensadores de presión son usados para mantener la constante de la presión de goteo.

La curva de la sección de debajo de la curva depende de la figura arométrica de la estrangulación de la variable de las secciones transversales. Hay en la forma de muescas en las brocas o ventanas en la válvula de almacenamiento o válvula broca.

Una curva es seguida para estipular el comienzo o abertura (señal de resolución). La curvatura es causada por la saturación hidráulica, las variables de elementos de estrangulación en el caso que la válvula llega ha ser efectiva, finalmente, además de la actual estrangulación en la sección transversal.

El comienzo de la abertura depende sobre el sobre enrollado de las secciones transversales de la válvula broca. Esta sobre enrolladura compromete aproximadamente el 20% del total del viaje de la broca y está garantizada para dar el grado de sellamiento en la posición inicial. El comienzo de la abertura puede ser cambiado por un punto cero de ajustamiento de la válvula electrónica amplificada.

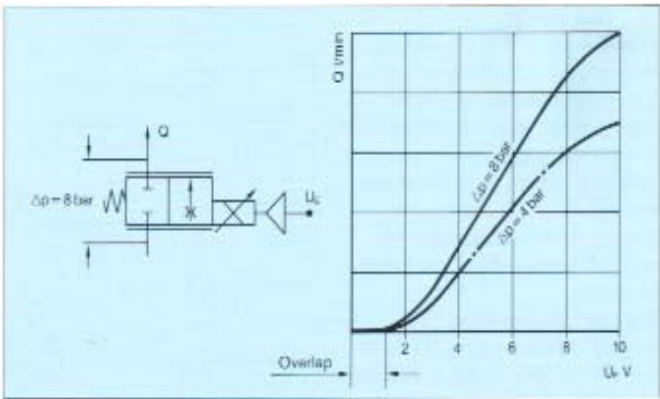


Gráfico 4-2: Válvulas de estrangulación

4.2.3. Válvulas de control direccional (función volumétrica de control de crecimiento)

De acuerdo a los dos rangos trabajados concernidos, la característica de la curva de este tipo de válvula se extiende por sobre los 2 cuadrantes. Las curvas son tanto adyacentes como diagonales opuestas una de la otra y están también encorvadas similarmente que las curvas de la válvula de estrangulación y están referidas a $A_p=8$ bar, por metro de muesca.

Una sola curva es suficiente para que si las secciones transversales de estrangulamiento de PA y BT (o PB y AT) pasajeras son idénticas o de otro modo ellas deberán ser mostradas por debajo de las curvas separadas. Con este tipo de válvulas hay generalmente una sobre-enrollamiento positivo de aprox. $\pm 20\%$ del viaje de la broca en el área central o media.

Un cierto grado de sellado se garantiza para esta zona muerta, ya que reduce por compensación de circuito en el amplificador electrónico. Esta es la razón de las diferentes escalas usadas para el recorrido de la broca y la fuerza de la señal U_e .

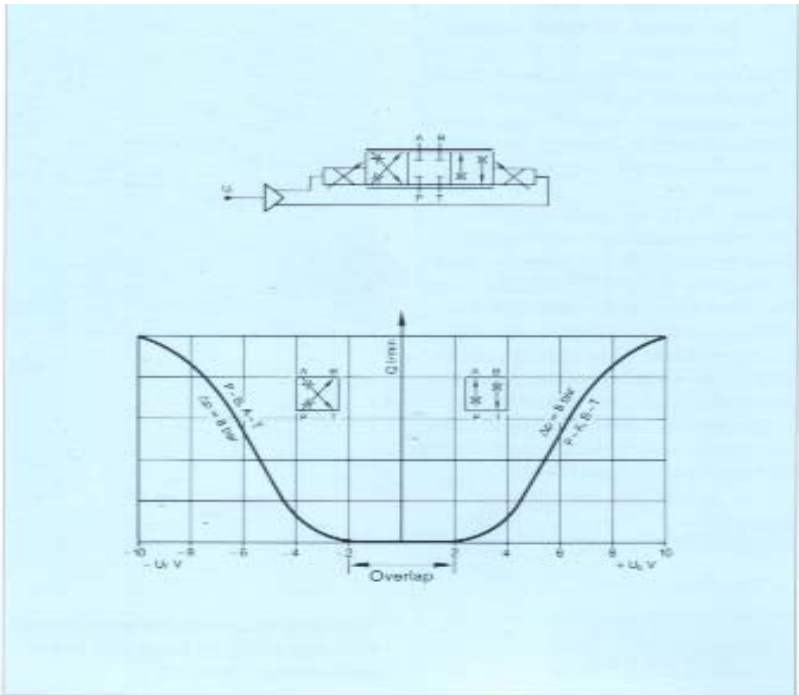


Gráfico 4-3: Válvulas de control direccional

4.3. LÍMITES DE OPERACIÓN

4.3.1. Válvulas de presión

Con las válvulas de presión el volumen crecido es limitado y es designado como Q_{max} . Parecido a el relieve convencional de presión y las válvulas de reducción de presión, el conjunto de presiones se estabiliza como una función de rango de crecimiento y es expresada en la forma de un diagrama.

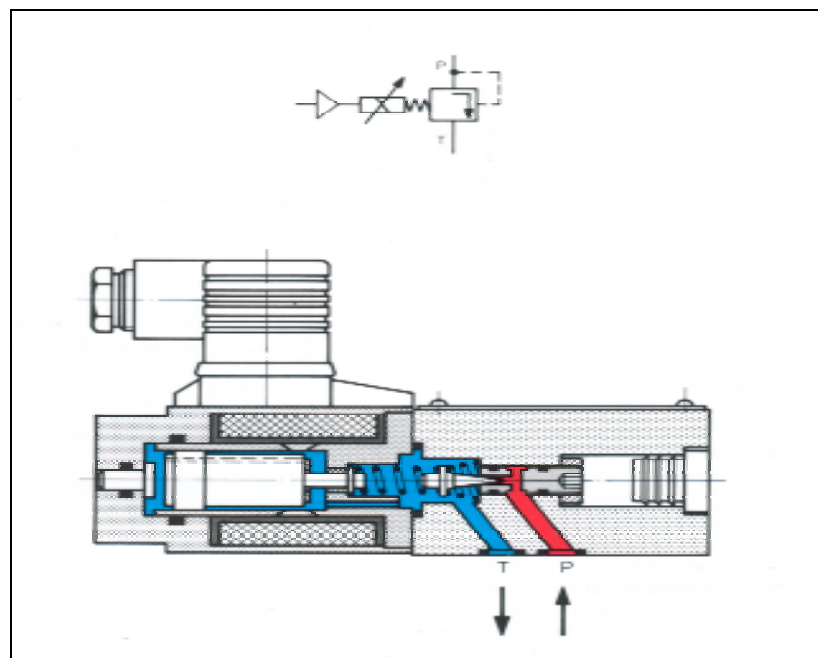


Figura 4-2: Válvulas de presión

4.3.2. Válvulas de enrollamiento y válvulas de control direccional

Cuando aquellas válvulas son operadas sin los compensadores de presión, un alto Δp resulta como una carga baja y alta fuerza de presión, además un crecimiento volumétrico alto como $Q \sim \sqrt{\Delta p}$. Los valores permisibles están dado por el diagrama $\Delta p/Q$. Si aquellas válvulas son excedidas, las fuerzas de crecimiento de las válvulas broca sobre vendrán a la posición de las fuerzas y las válvulas llegaran ha ser incontrolables.

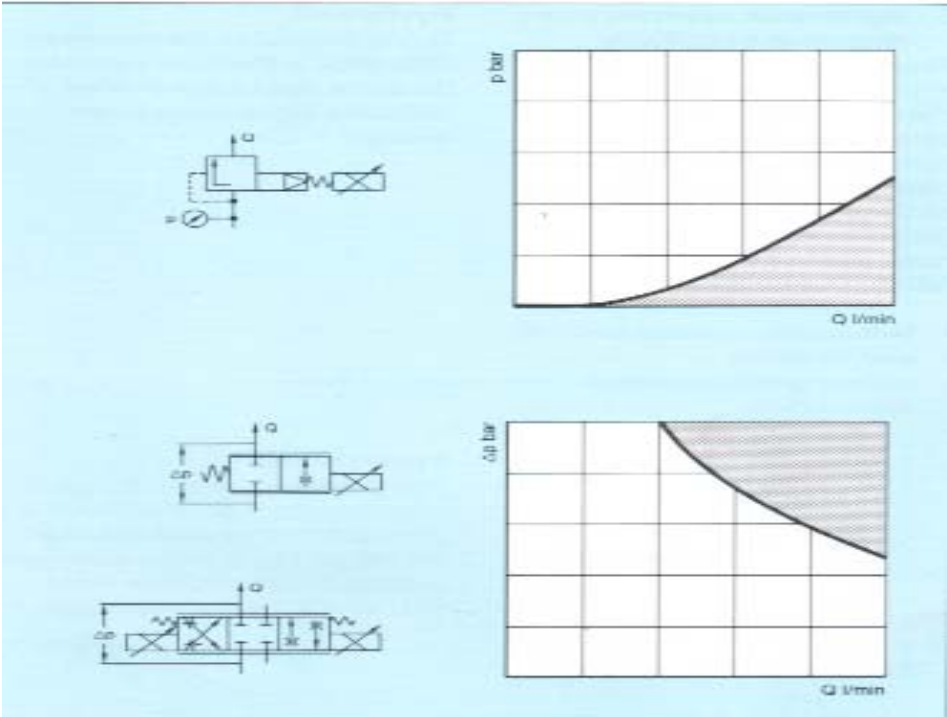


Gráfico 4-4: Válvulas de enrollamiento y válvulas de control direccional

Tiempo de Respuesta

Sirve como un indicador simple de características de una válvula dinámica de proporción. Es definida como la respuesta a un cambio en la señal a la fuerza, y se refiere a la única armadura o recorrido de la válvula broca. Las transiciones del comienzo y el final de la medición de tiempo oxiloscopica están generalmente excluidos. Los gráfico 4-4 relevantes son de 25 a 60 ms.

Intereses, error reverso, respuesta sensitiva.

Hay 3 valores que están interrelacionados. Ellos dependen sobre la señal convertida electromagnética (histéresis magnética), fricción mecánica, el juego limpio en la transferencia de elementos y por sobre todo si la única proporción incorpora posición de control o no. El gráfico 4-5 relevantes para válvulas con control de posición esta $\angle 1\%$ y para válvulas sin posición de control aprox. 5%

a- Histéresis.

Esta definida como la diferencia máxima en la fuerza de la señal para la misma capacidad de la señal cuando un rango completo es corrido

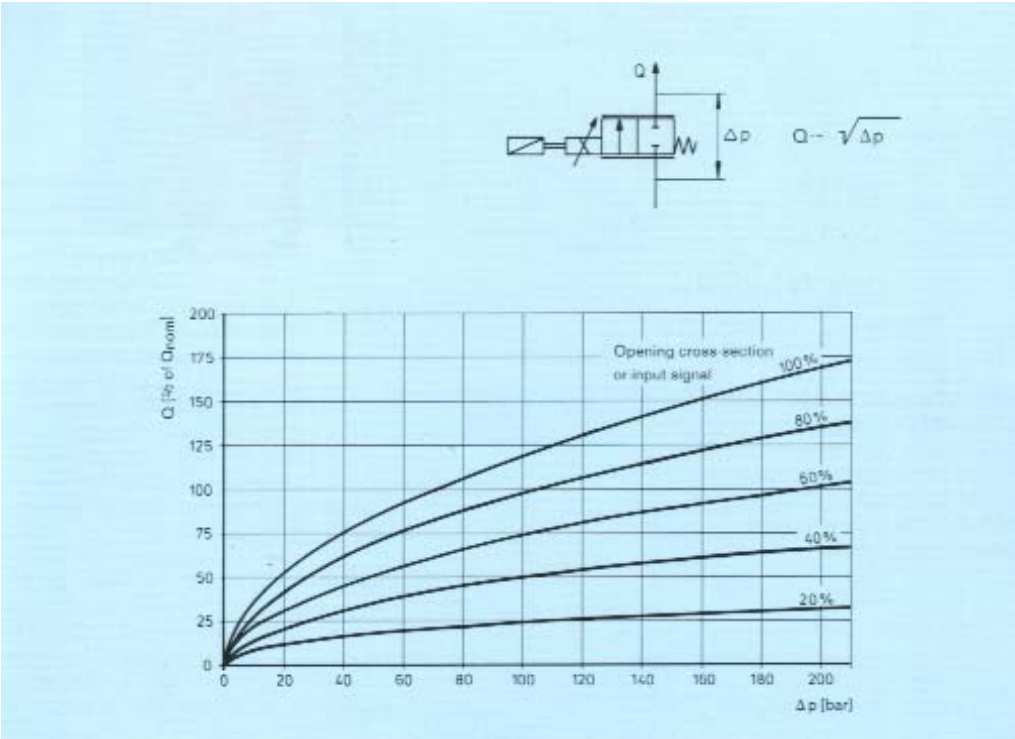


Grafico4-5: Intereses, error reverso, respuesta sensitiva

b- Error Reverso.

Se define como el cambio en la fuerza de la señal la cual es requerida a generar un cambio medible en la señal de capacidad cuando un cambio es hecho en la dirección opuesta desde un punto de parada.

c- Respuesta Sensitiva.

Está definida como el cambio en la fuerza de la señal la que es requerida a generar un cambio medible en la señal de capacidad cuando se mantiene la misma dirección, un cambio es hecho desde un punto de parada.

Grado de Filtración

Comparando las válvulas convencionales on-off, las válvulas proporcionales no requieren de un alto grado de filtración especial.

En el interés de operacional y de agrandar los términos de precisión de la medida de las muescas, nosotros recomendamos.

4.4. VÁLVULAS PROPORCIONALES CON Y SIN CONTROL DE POSICIÓN

Las válvulas proporcionales están avaluadas en 2 diferentes básicas versiones de diseños.

Las válvulas proporcionales sin la única control de posición son una razonable solución, aunque el costo de los niveles bajos de ejecución resguardan cada dato como precisión e histéresis. Particularmente en el piso de los móviles hidráulicos, excedentes resultados son obtenidos con aquellas válvulas robustas.

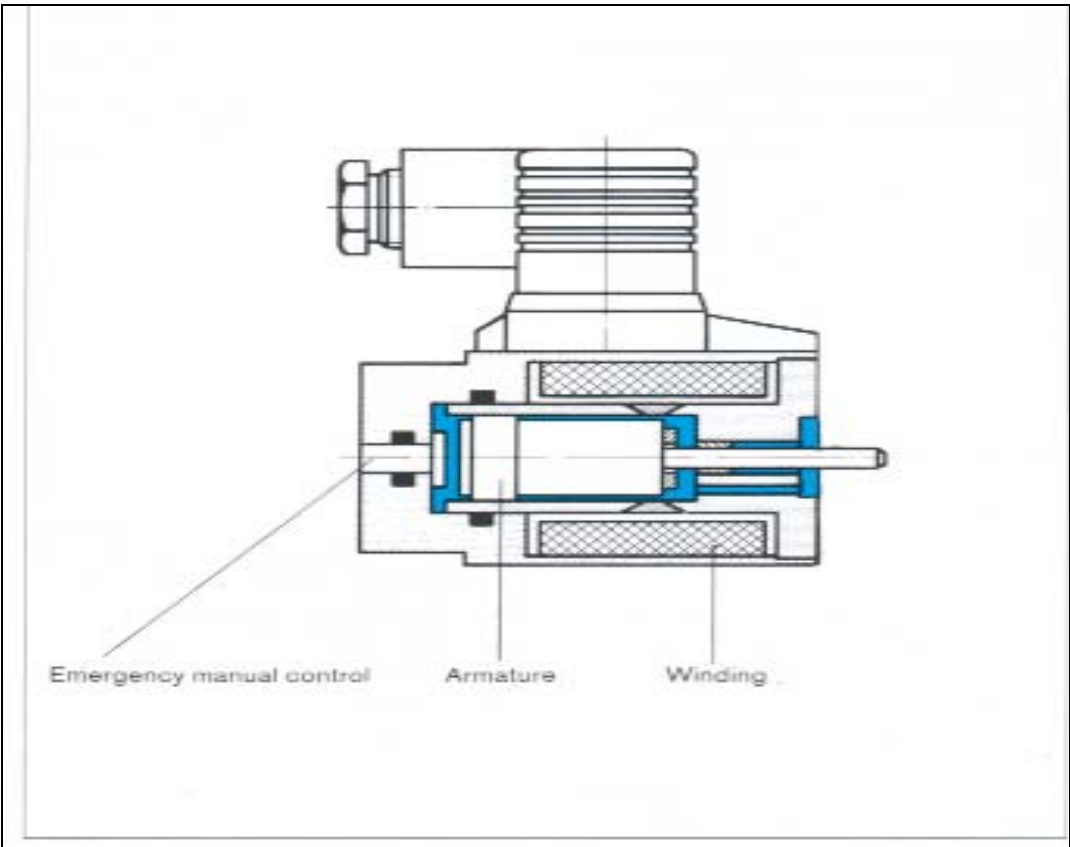


Figura 4-3: Válvula sin control de posición

Las válvulas proporcionales con único control de posición: de otro modo complica con los requerimientos mayores para precisión. Este es un punto en el cual es de particular importancia en las aplicaciones industriales. Las válvulas de alta precisión en un control de vuelta abierta frecuentemente guían a resultados los que normalmente requieren el uso de una vuelta controlada cerrada.

4.4.1. Válvulas proporcionales sin control de posición

La proporcional única representa los vínculos entre la electrónica y la hidráulica. Esto es la conducción posicional para todas las válvulas proporcionales y convierte la corriente eléctrica I a una fuerza F_m .

Esta única es de similar diseño que la única DC usada en válvulas on-off. La versión $P=25w$ muestra esta presión tensa sobre los 250 bar, i.e. la armadura única de la caja esta llena de aceite. Un fácil control manual está para mover la armadura en emergencia. Las conexiones de tapones eléctricos cumplen con ISO 4.401.

El control es a través de un amplificador electrónico especial lo que convierte a la señal de voltaje $U_e = 0 \dots 10w$ hacia una corriente única. Una proporcional única difiere desde una única conmutación mínima entre el cese del trabajo, generando una fuerza prácticamente uniforme F_m como el recorrido de la función.

Los resultados de la curva de fuerza desde la figura especial del trabajo de la brecha de aire o de los elementos los cuales conducen el flujo magnético. La fuerza magnética es cambiada por bajo de un cambio en la corriente electrónica. Una estricta lineabilidad existe entre aquellos dos valores.

La variable magnética de la fuerza F_u es comparada con un crecimiento de la fuerza F_f .

Esta fuerza compara finalmente los resultados del recorrido de S Considerando la presión proporcional de las válvulas, este recorrido corresponde al crecimiento de vías y de una abertura de presión. En el caso del estrangulamiento de la válvula o control direccional de la válvula esta corresponde a la abertura de la sección transversal de la medida de la broca muesca.

Este principio es aplicado en una pequeña talla de válvulas proporcionales NG6 sobre $Q_{nom} = 35 \text{ l/min}$. El ejecutamiento repetitivo de precisión e histéresis y etc. Están entre el rango 3...6%. Los disturbios tales como las fuerza de crecimiento y la fricción de la broca por ejemplo, no son corregidas.

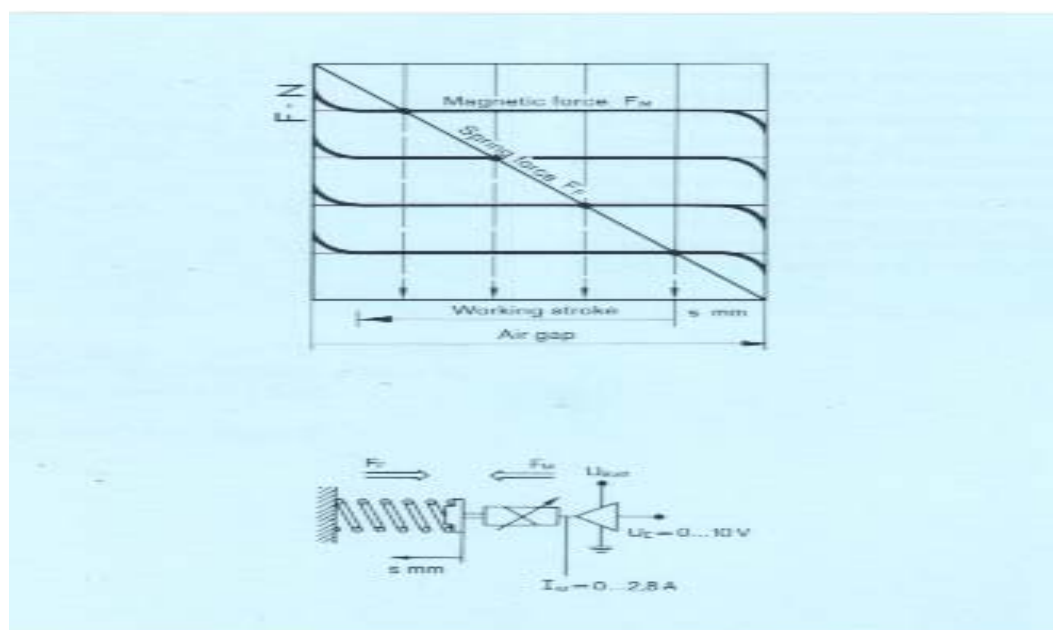


Gráfico 4-6: Válvulas proporcionales sin control de posición

4.4.2. Válvulas Proporcionales con control de posición

4.4.2.1. El principio de la posición de control

De manera que la única armadura pueda asumir una definida y estable posición, la fuerza magnética y la de carga (fuerza de crecimiento) debe ser mantenida en equilibrio. De otro modo los factores de este equilibrio son necesarios bajo que siempre el más pequeño disturbio pueda causar que la armadura deje sus posición estipulada.

Además antes que la armadura se mueva en acuerdo con un cambio en la corriente eléctrica, es necesario primero que todo sobre friccionar las fuerzas. Además la histéresis magnética también puede tener efectos disturbadores. De otra manera además del crecimiento del ajuste de precisión, mientras al mismo tiempo que se reduce la influencia de disturbios e imprevistos de la histéresis, esta ha provisto expender al monitor la posición de la armadura única y el uso de ésta con su valor actual en un control de vuelta cerrada a fin de que el sistema de desviaciones puede ser continuamente corregida. En particular esto tiene un efecto más lejos positivo debido al hecho de que la válvula llega a ser pérdida sensitiva a contaminación.

Esto significa que siempre las desviaciones más pequeñas para una instancia causada por la válvula broca apretada, son registros y corregidas para la aplicación de la fuerza magnética total la cual avala (variable manipulada).

El sistema total es compensado con los siguientes elementos:

Proporcional única.

Posición tranductora: esto convierte a la posición única de la armadura hacia una señal de valor actual

Fuerza del setpoint: El valor del set point esta en la fórmula de un voltage DC $U_e=0...10u$.

Amplificador proporcional electrónico: El valor actual / set point comparado toma lugar aquí. Los resultados de la desviación del sistema está entonces, procesado para llegar ser la variable manipulada (corriente eléctrica) para la única.

Válvula hidráulica: el control de posición solamente aplica a la armadura única o al recorrido de la válvula broca. Los resultados de posición o de crecida volumétrica no es medida directamente aquí y usada como un retroceso.

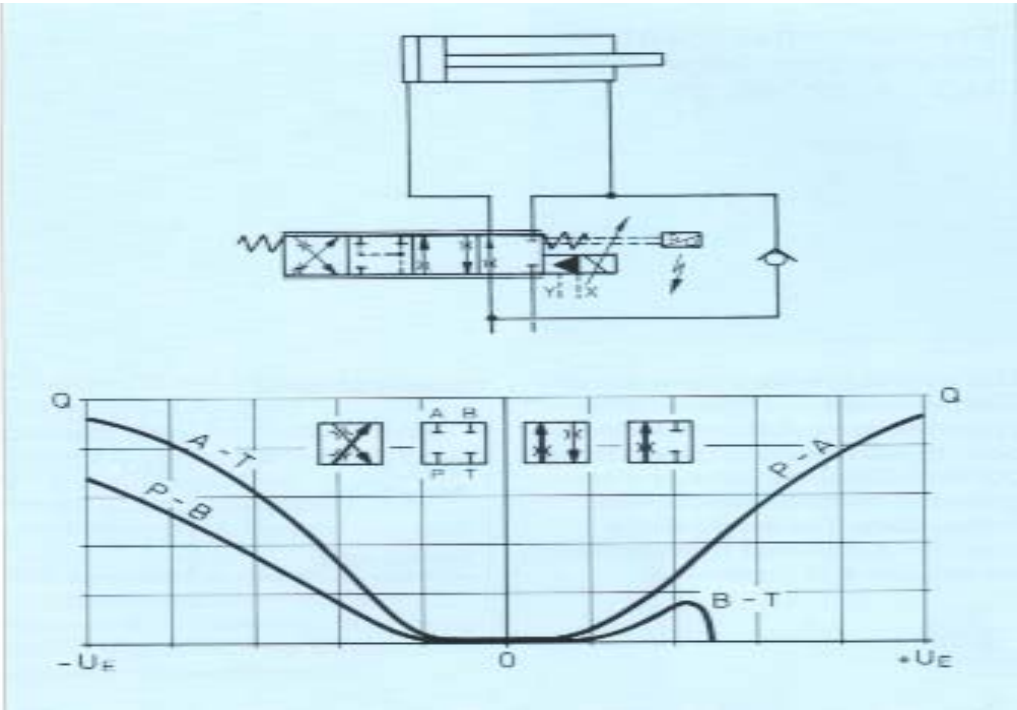


Gráfico 4-7: Válvulas Proporcionales con control de posición

4.4.2.2. Diseño de equipos únicos proporcionales con transductor de posición.

La figura a la derecha muestra P=25w única con su posición tomada al transductor. La caja interna está llena de aceite y los elementos están en presión tirante sobre la barra de 250. La posición transducida es del tipo no contactada y usada para inducir el principio de división de voltaje. Esto compromete un ala tasada del centro la cual, el centro del fierro esta libre para mover. El núcleo está conectado a la armadura única. Una frecuencia alta alternada al voltaje es aplicada al punto medio de alas dependen directamente sobre cómo tan lejos el núcleo del fierro ha enterrado al ala y es además una medida para el recorrido de la armadura. La generación del voltaje suplementario toma lugar en la misma manera como para el valor actual/setpoint comparando en la amplificación proporcional.

La posición del ala con referencia al núcleo del fierro y además a la armadura única, es apareada a la electrónica y no puede ser cambiada (estrangulación, atornillamiento sujetado).

El ajuste fino es llevado a la amplificación electrónica proporcional.

La posición transducida y la única son cada cual conectados a la válvula proporcional con un cable separado.

La conexión cumple con ISO 4400

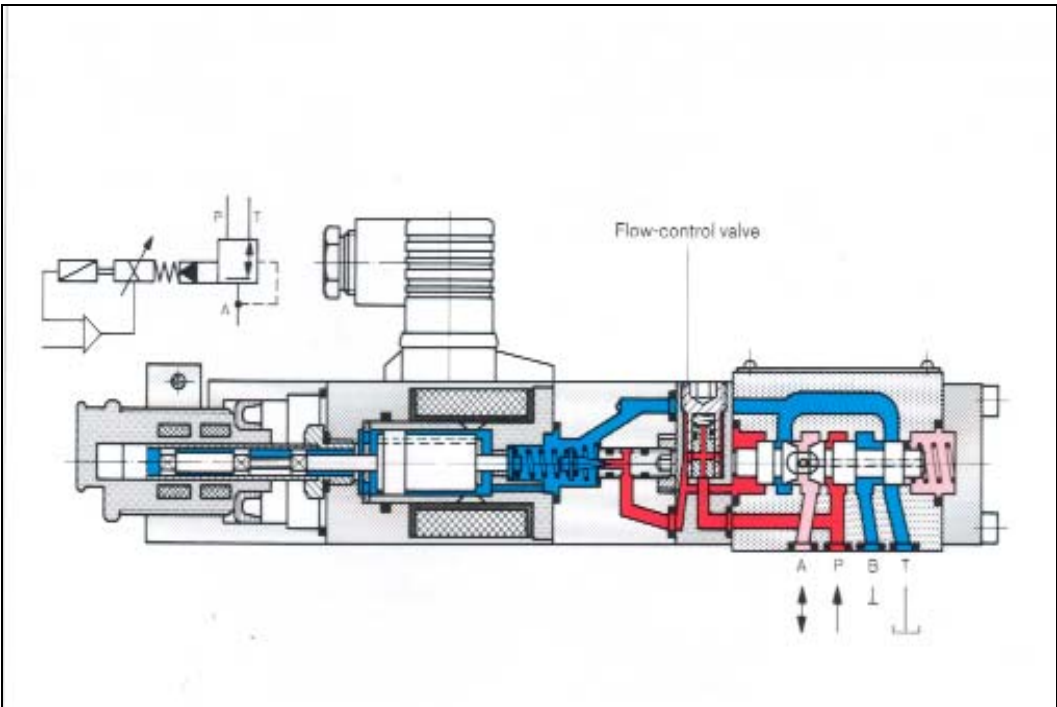


Figura 4-4: Válvula proporcional con transductor de posición

Precaución.

El poder de 50 watt está equipado con una “pinta seca” de posición transducida. En otras palabras un sello es usado a señar de el núcleo del fierro. Esto significa que la caja de la armadura única no está cargada con más que una barra de dos.

4.4.2.3.La válvula de presión proporcional

La sucesión hidráulica de estas válvulas es derivada de la conversión de la válvula presión / control, ya que atraviesan el carretel y la rueda para cambiar las vías de crecimiento ha sido reemplazado por una única proporcional con o sin de posición del transductor.

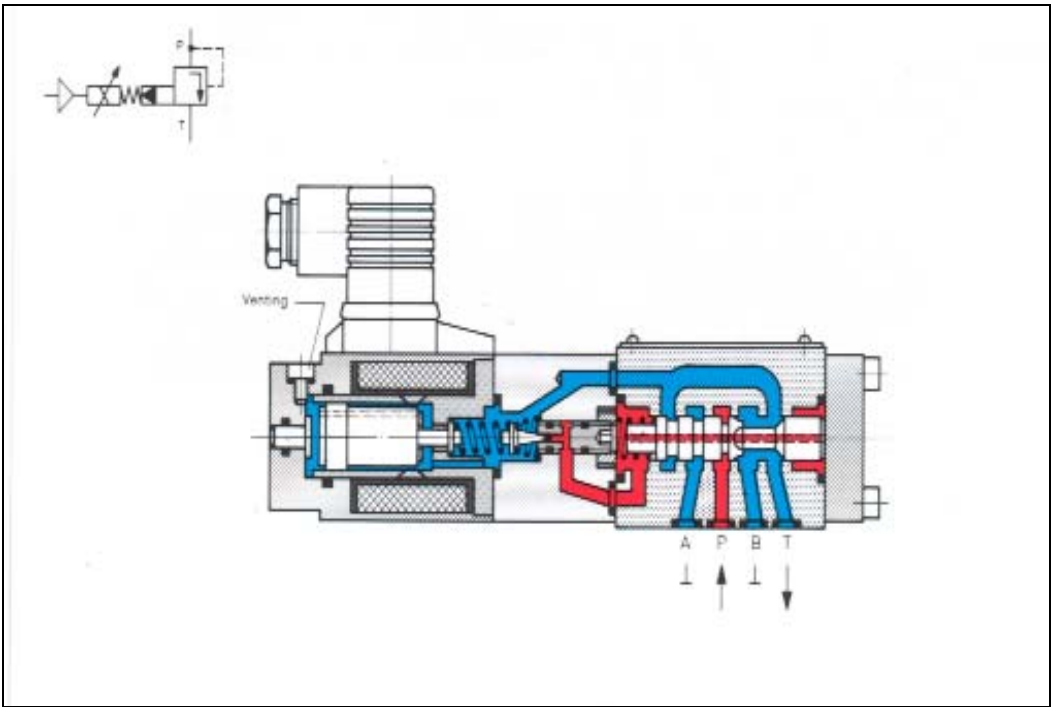


Figura 4-5: La válvula de presión proporcional

a- Válvula de presión piloto NG6 sin control de posición.

Esta válvula de presión de relieve está compoene para los pequeños crecimientos volumétricos y son usados solamente como una válvula piloto en combinación con una variedad de diferentes tableados y bombas de desplazamiento variable. Las

variados resultados del piso de presión desde las diferentes diámetros de válvula – sentada.

La válvula sentada ha sido precisamente localizada y no es alternada sobre comisiones, los ajustes toman lugar a la amplificación electrónica.

Ficha Técnica

$P_{\text{máx.}} = 80, 180, 315$ barra

$Q_{\text{máx}} = 31/\text{min.}$

Histeresis $\angle 5\%$

Única = “Wet Pin” $P = 25\text{w}$

$I = 2,5 \text{ A}$

Resistencia de presión sobre la barra de $P_t = 250$.

b- Válvula piloto de presión NG6 con control de posición.

La versión incorpora el control posicional como es usado cuando los requerimientos más sofisticados están estipulados con resguardarlo a la repetición de precisión e histéresis, etc.

Ficha Técnica

$P_{\text{máx}} = 80, 180, 250, 315$ barra

$Q_{\text{máx}} = 31/\text{min}$

Histeresis = $\angle 1\%$

Única = “Wet pin” $P = 50 \text{ w}$

$I = 3,7 \text{ A}$

Posición del transductor: “Drep pin” Resistencia de presión sobre la barra $P_t = 2$

c- Válvula NG6 del piloto de relieve de presión operado sin control de posición.

La válvula broca bajo tablado con válvula piloto de pestaña al lado.

Datos Técnicos

$P_{\text{máx}} = 80, 180, 315$ barra

$Q_{\text{máx}} = 40/\text{min}$

Histeresis = $\angle 3\%$

Unica :” Wet pin” $P = 25\text{w}$

$$I = 2,5 \text{ A}$$

Resistencia de presión sobre la barra $P_t = 250$

d- Válvula NG6 piloto reductora de presión operada con control de posición.

La válvula broca bajo tableado con válvula de control de crecimiento para piloto de crecida constante de aceite. La válvula piloto con control de posición permite precisar el control de la presión sobre la barra (rel.) $P_{\min} = 0$

Datos Técnicos

$$P_{\max} = 75,175,310 \text{ barra}$$

$$P_{\min} = 0 \text{ barra (rel.)}$$

$$Q_{\max} = 40 \text{ l / min}$$

$$\text{Histeresis} < 1\%$$

Unica : “Wet pin” $P = 25 \text{ w}$

$$I = 2,5 \text{ A}$$

Presión de resistencia sobre la barra de 250

Posición del transductor: Presión de resistencia sobre la barra de $P_t = 250$

e- Válvula NG10 piloto – operado presión - relieve.

Esta válvula incorpora un bloque de válvulas montadas como piso principal permite inlimitados flujos volumétricos. La válvula piloto puede también ser localizada separadamente desde el piso principal, o localizada en el bloque

La presión de la válvula relieve resulta desde el uso de una válvula broca al piso principal, aquellas brocas cartuchos son abiertas en el resto de las posiciones.

Datos Técnicos

$$P_{\max} = 180,315 \text{ barra}$$

$$Q_{\max} = 120 \text{ l / min}$$

$$\text{Histeresis:} < 1\%$$

Unica : “Wet pin” $P = 50 \text{ w}$

$$I = 3,7 \text{ A}$$

Punto de posición = “Dry Pin”

Resistencia de la presión sobre la barra $P_t = 2$.

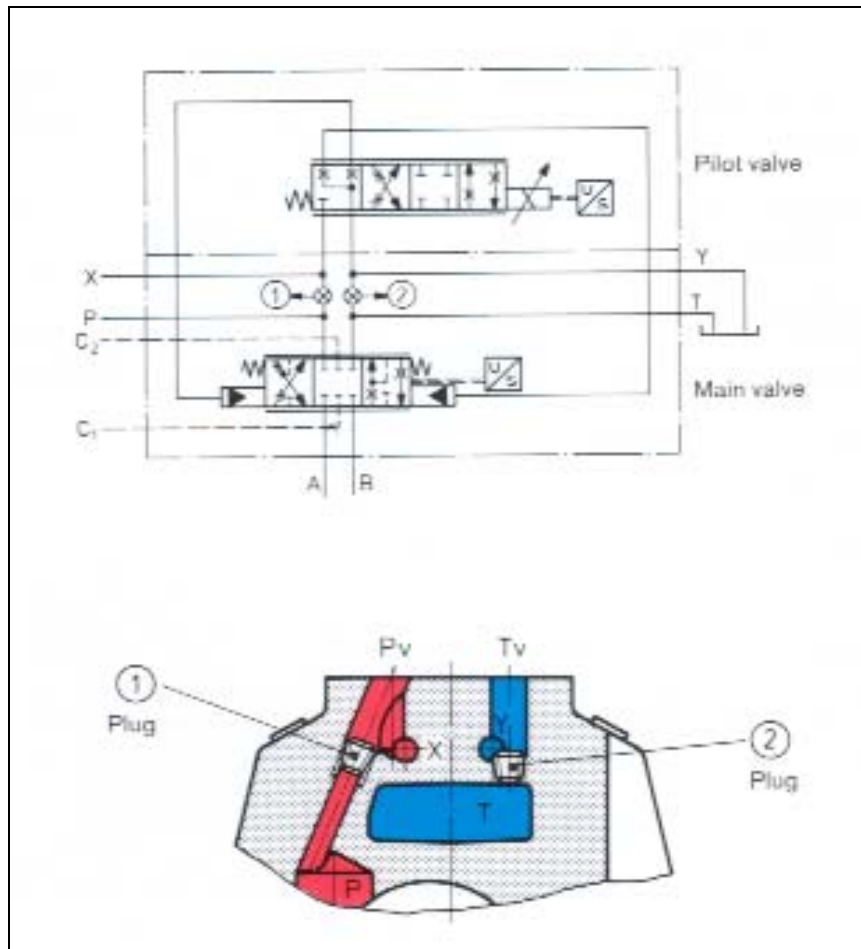


Figura 4-6: Válvulas piloto de presión

4.5. VÁLVULAS PROPORCIONALES DE ESTRANGULACIÓN

Las válvulas mostradas aquí fueron desarrolladas desde las válvulas de control convencional de dirección, tallas NG6 y NG10. El movimiento de la proporcional única es aplicada directamente a la válvula broca y sin retorno crecimiento. La abertura de las secciones transversales de las válvulas brocas encontrando muescas, y por lo tanto del crecimiento volumétrico, son funciones del cambio de la válvula broca.

4.5.1. Válvulas de estrangulación NG6 sin control de posición

Una figura común de todas estas válvulas es que ellas tienen 4 puertos trabajando, en otras palabras 2 pasadizos trabajando. Esto resulta en dos diferentes tipos de conductos de crecimiento.

Conductos de crecimiento único

La conexión P a B es usada para pequeños crecimientos volumétricos A y T quedan cerrados

Conductos de crecimiento doble

Cuando ambas, las 4 vías direccionales de válvulas de control trabajan con los pasadizos y están conectadas paralelamente, resulta una doble crecida volumétrica. Los pasadizos son $P \rightarrow B$ y $A \rightarrow T$, dependiendo de la dirección de crecimiento.

Es importante que la presión máxima cargue al puerto T sea tomada en cuenta, como el hecho de que un derrame suplementario del puerto sea requerido en L

Datos Técnicos

$Q_{nom} = 18,35 \text{ l/min por conducto}$

Al $\Delta p = 8 \text{ bar}$

$P_{max} = 315 \text{ bar}$

Histeresis : $\angle 4 \%$

Única = "Wet pin" $P = 25W$

$I = 2,5 \text{ A}$

Presión de resistencia sobre la barra $P_t = 250$

4.5.2. Válvula de estrangulación NG6 con control de posición.

Datos Técnicos

$Q_{nom} = 10,25,35 \text{ l/min.}$

Por conducto

Al $\Delta p = 8 \text{ barra}$

Histéresis $\angle 0,3 \%$

Única : $P = 25 \text{ W}$, $I = 2,5 \text{ A}$

Punto de posición : Presión de resistencia sobre la $P_t = 250 \text{ bar}$.

4.5.3. Válvula de estrangulación NG 10 con control de posición

Datos Técnicos

$Q_{nom} = 20,40,8 \text{ l/min. por conducto}$

Al $\Delta p = 8 \text{ barra}$

$P_{max} = 315 \text{ barra}$

(puerto T = 280 barra)

Histèresis < 0,3 %

Unica = “Wet Pin” P= 50w , I = 3,7ª

Punto de posición: “Dry pin”

Puerto suplementario de derrame Pl = max. 2 barra

Precaución: L debe ser guiada al tanque siempre cuando T este perdiendo presión.

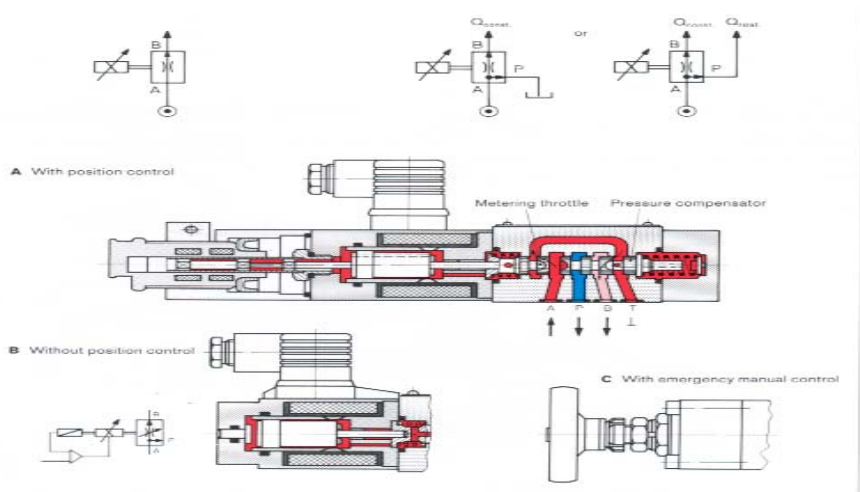


Figura 4-7: Válvulas proporcionales de estrangulación

4.6. VÁLVULAS PROPORCIONALES DE CONTROL DE CRECIMIENTO, PRESIÓN COMPENSADO N6, NG 10

Válvula de control de crecimiento, presión compensada NG 6. Es común saber que una válvula de control de crecimiento, cuyo conducto de crecimiento sea independiente de una variable presión de entrada o carga de presión, sea una combinación de un encuentro de estrangulación y un compensador de presión. En la versión mostrada la estrangulación encontrada está ajustada directamente para la única proporcional. El compensador de presión está localizado en el mismo eje de broca y forma una segunda sección transversal de estrangulación.

La válvula está construida a fin de que pueda ser usada tanto como una doble vía o una tercera vía de válvula de control de crecimiento.

Datos Técnicos

NG 6 : Qnom = 2,6 ; 7,5 ; 10 ; 35 l / min
Pmax = 250 bar
Histeresis $\angle$ 1 % con control de posición
 $\angle$ 5% sin control de posición
Unica = P = 25w , I = 2,7 A
Transductor de posición = Resistencia de presión

4.6.1. Válvula de control de crecimiento, presión compensada NG 10.

Datos Técnicos
Qnom = 80 l / min
Pmax = 250 bar
Histeresis : $\angle$ 1% con control de posición $\angle$ 5% sin control de posición
Unica : P= 25 w , I = 2,7 A

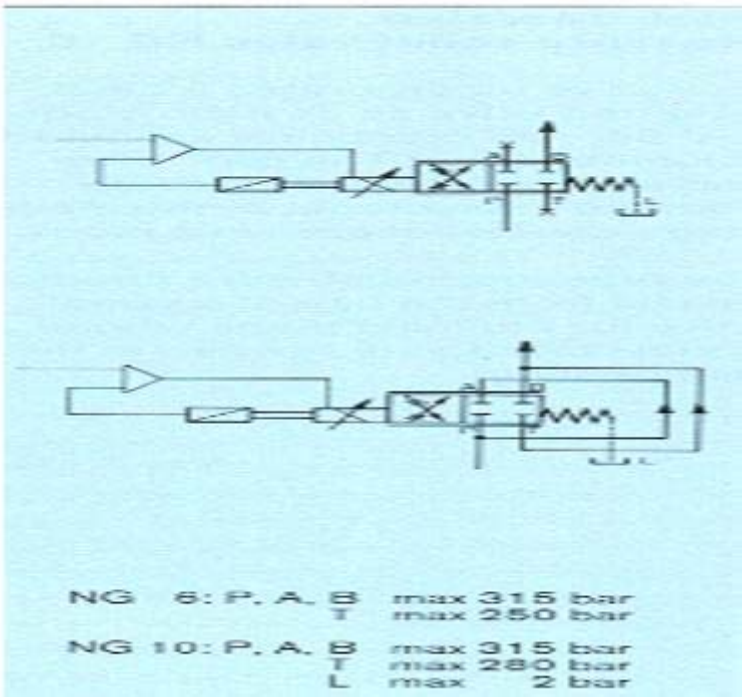


Figura 4-8: Válvulas proporcionales de control de crecimiento

CONCLUSIONES

Como todo avance tecnológico nunca es posible entender su funcionamiento completamente, ya que día a día se va renovando en pequeños detalles lo que lo hacen un poco más complejo.

La hidráulica no se queda atrás en esta renovación acelerada. Debido a que diariamente se están enfrentando a nuevos cambios en la parte industrial y minera. Estos cambios se deben a que cada día se están requiriendo maquinarias más avanzadas, para así, ejecutar los trabajos en forma más rápida y mejorar la calidad del producto final.

Debido a estas exigencias es fundamental que toda aquella persona que este involucrada con este tema de la hidráulica ya sea como mantenedor mecánico, proveedor de productos, profesor, alumnos, etc. Estén al tanto de los avances tecnológicos de componente y circuitos como de maquinarias que entran al mercado. Para eso es primordial tener noción de cómo funciona cada componente o maquinaria a la cual se enfrenta.

El objetivo de este manual recopilativo es recordar y dar a conocer nuevos componentes hidráulicos a los que nos vemos enfrentados diariamente en el ámbito laboral. La idea es que todo los lectores en general (técnicos, profesores, alumnos, etc.). conozcan los nuevos avances y estén al tanto de su renovación.

Como en todo aprendizaje no es suficiente con lo que uno lee u observa en catálogos o escritos en general. Sobre todo en la hidráulica que es un campo muy amplio y complejo, el cual se esta renovando diariamente.

BIBLIOGRAFÍA Y FUENTE DE INFORMACIÓN.

- Manual de entrenamiento John Deere.
Autores: Louis R Hathaway.
Michael Lacour.
- Manual de mecánica industrial tomo II (Neumática e Hidráulica).
Autores: Marcial Carboles Maeso.
Félix Rodríguez García.
Edita: Cultural S.A. Madrid España
Paginas: desde 107 a 122
- Manual de Hidráulica BOSCH (Paginas: desde 234 a260).